

九州工業大学学術機関リポジトリ



| | |
|------------|---|
| Title | ピトー管形ポンプの性能向上指針 |
| Author(s) | 古巻, 圭一 |
| Issue Date | 2013-12 |
| URL | http://hdl.handle.net/10228/5286 |
| Rights | |

ピトー管形ポンプの性能向上指針

2013 年 12 月

古巻 圭一

目 次

主要記号

| | |
|-----------------------------------|-----------|
| 第 1 章 序論 | 1 |
| 1.1 本研究の背景 | 2 |
| 1.2 従前の研究 | 5 |
| 1.2.1 ヒトー管形ポンプの構造 | 5 |
| 1.2.2 昇圧理論 | 7 |
| 1.2.3 従前の研究 | 9 |
| 1.3 本研究の目的と意義 | 18 |
| 1.4 本論文の概要 | 20 |
| | |
| 第 2 章 ケーシング内部流動状態の把握に関する研究 | 22 |
| 2.1 緒言 | 23 |
| 2.2 ポンプ性能試験 | 24 |
| 2.2.1 実験装置 | 24 |
| 2.2.2 計測方法 | 31 |
| 2.2.3 データ処理 | 31 |
| 2.2.4 ポンプ特性 | 32 |
| 2.3 ケーシング内の圧力 | 39 |
| 2.3.1 計測方法 | 39 |
| 2.3.2 計測値の補正 | 42 |

| | | |
|-------|----------|----|
| 2.3.3 | 半径方向圧力分布 | 45 |
| 2.4 | 吐出し管の後流 | 48 |
| 2.4.1 | ピトー管の準備 | 48 |
| 2.4.2 | ピトー管の検定 | 52 |
| 2.4.3 | 流れの様子 | 58 |
| 2.5 | 結言 | 67 |

第3章 商用数値シミュレーション結果の妥当性 68

| | | |
|-------|--------------|----|
| 3.1 | 緒言 | 69 |
| 3.2 | 数値シミュレーション | 70 |
| 3.2.1 | 計算コード | 70 |
| 3.2.2 | シミュレーション領域 | 71 |
| 3.3 | 数値シミュレーション結果 | 76 |
| 3.3.1 | ポンプ性能 | 76 |
| 3.3.2 | ケーシング内の流れ | 80 |
| 3.4 | 結言 | 84 |

第4章 吐出し管の好適化に関する研究 85

| | | |
|-------|-------------|----|
| 4.1 | 緒言 | 86 |
| 4.2 | 吐出し管内の流路最適化 | 87 |
| 4.2.1 | 吐出し管内の水力損失 | 87 |
| 4.2.2 | 湾曲型流路モデルの準備 | 92 |
| 4.2.3 | 形状の評価 | 97 |
| 4.2.4 | ディフューザ効率 | 98 |

| | | |
|-------|-----------|-----|
| 4.3 | 吐出し管形状最適化 | 103 |
| 4.3.1 | 円形断面流路の場合 | 103 |
| 4.3.2 | 楕円断面流路の場合 | 109 |
| 4.4 | 性能向上の実証 | 120 |
| 4.5 | 結言 | 125 |

第5章 結論 128

| | | |
|-----|------------|-----|
| 5.1 | 本研究で得られた結果 | 129 |
| 5.2 | 問題点と将来展望 | 132 |

謝辞 134

参考文献 135

付録 138

| | | |
|---|----------------------|-----|
| A | 数値シミュレーション法 | 138 |
| B | 3孔ピトー管がポンプ性能に及ぼす影響 | 146 |
| C | 定常計算と非定常計算 | 149 |
| D | 吐出し管断面形状がポンプ性能に及ぼす影響 | 151 |

主要記号

| | |
|-------------|--------------------------|
| a | : 管の内半径 |
| A | : 断面積 |
| C_p, C_p' | : 圧力係数 |
| c | : 吐出し管流路断面 z 軸方向距離 |
| d | : 吐出し管取水口入口直径 |
| d' | : ぬれ縁長さから求めた水力直径 |
| d_{out} | : 吐出し管出口直径 |
| g | : 重力加速度 |
| g_θ | : 円柱座標系 θ 方向重力加速度 |
| H | : 全揚程 |
| H_0 | : 吸込み揚程 |
| H_c | : 遠心揚程 |
| H_t | : 理論揚程 |
| H_v | : 速度揚程 |
| h | : 計測高さ |
| h_b | : 曲り損失ヘッド |
| h_d | : 広がり損失ヘッド |
| h_f | : 管摩擦損失ヘッド |
| h_{total} | : 全損失ヘッド |
| K | : 圧力箱密閉空間内の内外径比 |
| L | : ピトー管全長 |

| | |
|----------------|----------------------|
| L_w | : 水動力 |
| l | : 流れ方向長さ |
| l_d | : 各吐出し管流路総長さ |
| l_{dL} | : Tube L の吐出し管流路総長さ |
| n | : 回転速度 |
| P | : 軸動力 |
| P_t | : 風洞装置標準全圧管による全圧 |
| P_w | : 風洞装置標準壁面静圧 |
| p | : 圧力 |
| p_d | : 出口配管部圧力 |
| p_e | : 圧力計測値 |
| p_p | : 圧力容器内での昇圧量 |
| p_s | : 吸込み配管部圧力 |
| p_t | : ケーシング最大半径位置圧力 |
| ΔP | : 全損失 |
| Δp | : 回転ケーシングでの昇圧量 |
| Q | : 吐出し量 |
| R | : 圧力箱密閉空間直径 |
| R_d | : 吐出し管流路曲率半径 |
| r, θ, z | : 円柱座標系 |
| r_l | : シャフト半径 |
| r_2 | : ケーシング内取圧孔回転半径 |
| r_t | : ケーシング最大半径 |
| T_q | : トルク |
| t | : 吐出し管流路断面 x 軸方向距離 |

| | |
|---------------|----------------|
| V | : 風洞の流速 |
| v | : 流速 |
| v_d | : 吸込み配管流速 |
| v_r | : 半径方向速度 |
| v_s | : 吐出し配管流速 |
| v_θ | : 周方向速度 |
| \bar{v} | : 平均速度 |
| x, y, z | : 直交座標系 |
| Z | : 計測高さ |
| Z_d | : 吐出し側計測高さ |
| Z_s | : 吸込み側計測高さ |
| β | : zx 平面上の流れ角 |
| ε | : ディフューザ効率 |
| ζ | : 広がり損失係数 |
| ζ_b | : 曲がり損失係数 |
| η | : ポンプ効率 |
| η' | : ポンプ効率変動率 |
| θ | : 方向変化の角度 |
| κ | : xy 平面上の流れ角 |
| λ | : 管摩擦係数 |
| ν | : 動力係数 |
| ξ | : ディフューザ係数 |
| ρ | : 密度 |
| ϕ | : 流量係数 |
| ϕ' | : 吐出し量変動率 |

ψ : 揚程係数

ω : 角速度

添 字

| | |
|----------------|----------------------------|
| x, y, z | : 直交座標成分 |
| r, θ, z | : 円柱座標成分 |
| S_{bep} | : Tube S の実験に基づく最高効率点における値 |
| M_{bep} | : Tube M の実験に基づく最高効率点における値 |
| L_{bep} | : Tube L の実験に基づく最高効率点における値 |
| 1,2 | : 吐出し管内流路入口，出口 |

第 1 章

序 論

1.1 本研究の背景

1.2 従前の研究

1.2.1 ピトー管形ポンプの構造

1.2.2 昇圧理論

1.2.3 従前の研究

1.3 本研究の目的と意義

1.4 本論文の概要

1.1 本研究の背景

近年、開発途上国では 10 億人を超える人々が安全な水を利用できない⁽¹⁾とされる一方で、BRICs 諸国をはじめとする新興諸国では生活水準の向上に伴い水の利用が著しく増加している。また、世界の人口はますます増加傾向にあり、2013 年前期の総人口 72 億人から 2050 年には約 100 億人に達することが予想されている⁽²⁾。新興諸国の経済発展や世界的な人口増加に伴う水需要の増加、さらに農作物に必要な水源の確保など地球上で人類が共存していくためには、資源としての安全な水の確保が必要不可欠となっている。しかしながら、資源として利用可能な淡水の量は、気候変動に伴う干ばつの影響、そして、工場排水や生活排水によってもたらされる水質汚濁等の影響によって年々減少している。そのため、地球上の水分の約 97%を占める海水を淡水化する設備の導入が急速に高まっている。

海水淡水化は多段フラッシュ法と逆浸透膜法という造水法が存在し、近年ではその両方を用いるハイブリット造水法も存在する。多段フラッシュ法は別名蒸発法と呼ばれる方法で、熱効率を良くするために減圧室を多数設置し、海水を蒸発させ発生した蒸気を冷却することで淡水を得る方式である。海水の品質に影響を受けず設備建設費が低く抑えられるため大規模化に適しているが、造水エネルギーを多く用いることから、エネルギーロスを極力少なくするために発電所や製油所に併設され、エネルギー資源が豊富な中東地域で積極的に取り入れられている方式である。一方、逆浸透膜法は、加圧した海水を逆浸透膜（RO 膜、Reverse Osmosis Membrane）でろ過することで淡水を得る方式である。逆浸透膜が海水中の固形物や微生物等で目詰まりしないように、前処理工程が必要となることや設備建設費が高価であることを除けば、蒸発法より造水に必要なエネルギーを低く抑えることができる。逆浸透膜法には 5~6MPa 級の高圧ポンプが用いられ⁽³⁾、ターボ形としては多段遠心ポンプ、レシプロ形としてはプランジャポンプが用いられるのが一般的である。

世界的な水不足が深刻な問題となっている一方で、エネルギー政策も今まさに変曲点をむかえている。2011年3月11日に発生した東日本大震災に伴う福島第一原子力発電所事故は、世界各国の原子力政策のあり方について大きな疑問符を投げかけた。国の事故調査報告では「自然災害ではなく、明らかに人災である」、という報告が示されたが、この事故をきっかけに、国内はもとより海外でも、石炭や石油、天然ガス、シェールガスを用いた火力発電や風力、水力そして太陽光をはじめとした再生可能エネルギー発電といった、比較的安全な発電方式にシフトしつつある。国際エネルギー機関（IEA）の2011年版の報告書⁽⁴⁾によると、世界で使用される電力の4割以上が電動機で消費されていると推計され、そのため、省エネルギー化の取り組みの一環として、国および地域毎に高効率電動機の使用を義務付ける法規制が進んでいる。日本国内では、インバーターの活用による省エネ対応がさかんである点、および、導入費用が高額であるなどの理由によって、現状では高効率電動機導入について義務化されていないものの、アメリカ、欧州、中国では既に、高効率電動機の使用が法令化されている。そのため、日本でも世界各国と足並みをそろえる形で、欧州が2015年1月から現在の高効率電動機よりさらに効率の高いプレミアム効率電動機の使用を義務化するのとほぼ同時期に、プレミアム効率相当の電動機の使用を義務化することになっている⁽⁵⁾。

また、食糧問題も深刻さを増している。国連 WFP によると、世界の8人に1人は健康で活動的な暮らしを営むための十分な食糧を得られていない⁽⁶⁾。その一方で、先進国や大国では、大量の食糧が廃棄され、カロリーの過剰摂取による肥満症に苦しみ、その結果としてダイエットに勤しむという対照的な事象が起きている。また、最近では石油資源枯渇と高騰を危惧して、穀物であるトウモロコシやサトウキビからエタノールを製造し、ガソリンの一部を代替える政策が進められている⁽⁷⁾。これらの作物栽培は、大農場やプランテーションで大規模に行うため、食糧への配分が問題にならないように、また食糧価格の高騰に発展しないような対応が求められている。

水問題やエネルギー問題、食糧問題など、それぞれの問題を解決することが望まれているが、それらの問題解決のためにポンプは必要不可欠なものである。造水設備や水処理設備をはじめ、国や地域を問わずポンプは多く場所で利用されている。また、ポンプの動力源の多くは電動機であることから、エネルギー問題とは切っても切れない密接な関係であり、ポンプ効率の向上については、今後益々取り組んでいかなければならない課題の一つである。また、食糧問題、環境問題など、人類が共存、共生し、繁栄していくために、問題を一つ一つ解決していく必要があり、生活の基盤、および、産業の基盤を支えるポンプの担う役割が益々高まっていくことが予想される。

本研究では、上述のような背景を踏まえ、流体機械でターボ形高压ポンプとして一般的に利用されている多段遠心ポンプではなく、ターボ形ポンプの一種であるがシンプルな構造で高压をつくり出すことができ、しかも、低比速度でありながら比較的高効率を有しているピトー管形ポンプに着目した。ピトー管形ポンプは別名回転ケーシング形ポンプ⁽⁸⁾やロトジェットポンプ (Roto Jet Pump) ⁽⁹⁾とも呼ばれ、円筒形ケーシングとケーシング中央部に固定された吐出し管とで構成される。特筆すべきは、部品点数が少ないことからメンテナンスが容易な点である。しかしながら、従前からピトー管形ポンプに着目した研究はほとんど行われておらず、設計指針についても明確に示されたものは存在しない。

1.2 従前の研究

1.2.1 ピトー管形ポンプの構造

汎用ピトー管形ポンプの構造を図 1.1 に示す。ピトー管形ポンプは、羽根間流路を側壁に有した回転ケーシングと回転ケーシングの中央に固定された吐出し管で構成される。回転ケーシングは普通オーバーハング方式が採用されており、ベアリングによって支持される。ピトー管形ポンプがうず巻ポンプと異なる点の一つは、流体力がシャフトにほとんど作用しないことである。そのため、ベアリングへの負荷が小さいことから高速回転が可能であり、ピトー管形ポンプは高圧ポンプとして多くの市場で利用されている。また、円筒ケーシングを回転させることによって流体に回転エネルギーを付与する点も、一般的なうず巻ポンプと大きく異なる。さらに、ケーシングを回転させることで流体を昇圧させることから、安全上の理由から回転体ハウジング（図 1.1 上ではペディスタル）内に収められており、その構造も独特である。

次に、昇圧原理について説明する。流体はポンプ入口からマニフォールドを通り、回転ケーシング側壁に設けられた羽根間流路に流入する。羽根間流路内の流体は遠心力により回転ケーシング内に流入し、流体には速度エネルギーが付与される。さらに、回転ケーシング中央部に設置されたピトー管形状の吐出し管で圧力流体を捉え、吐出し管内の流路のディフューザ効果によって、流体の持つ速度エネルギーの一部を圧力エネルギーに変換しながら流体をポンプ外部に吐出す仕組みとなっている。

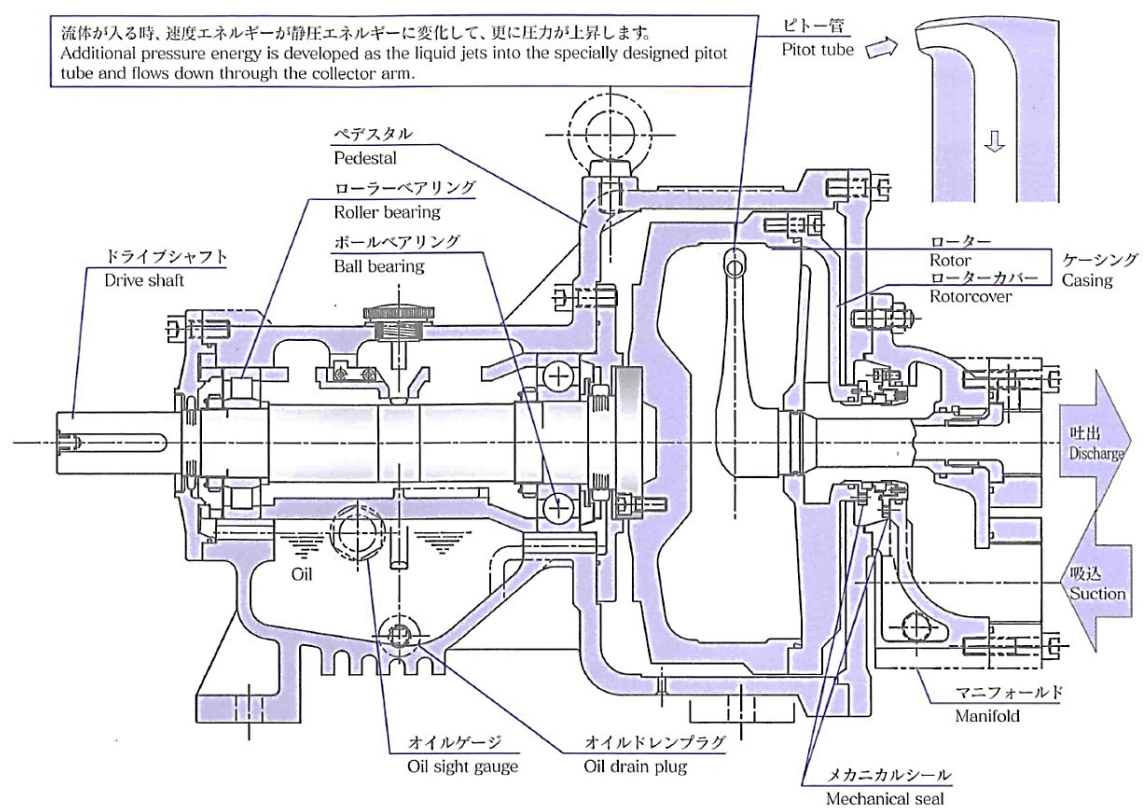


図 1.1 ピトー管形ポンプ構造⁽⁹⁾

1.2.2 昇圧理論

ピトー管形ポンプのケーシング内の圧力について考える．流体は，回転ケーシングと共に回転していると仮定すると，流体の旋回運動は強制渦である（図 1.2）．

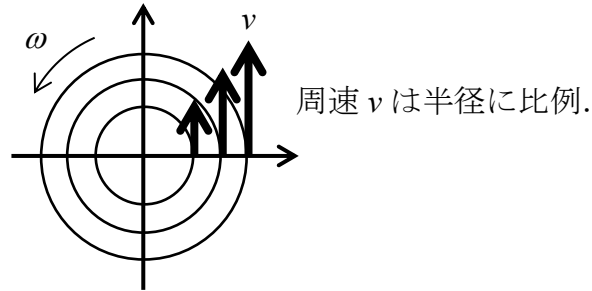


図 1.2 強制渦

すなわち，ケーシングの内半径を r とし一定の角速度 ω で回転する流体の周方向速度 v は $v=r\omega$ である．半径 r の位置における圧力を p_c とし，流体密度を ρ とした場合におけるケーシング内の流速と圧力の関係は次のように表される．

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{v^2}{r} \quad (1.1)$$

ケーシング内の流れは強制渦であるので， $v=r\omega$ を式 (1.1) に代入すると，

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{v^2}{r} = \frac{\rho(r^2\omega^2)}{r} = \rho r\omega^2 \quad (1.2)$$

式 (1.2) を積分すると，半径 r における圧力 p_c は

$$p_c = \int \partial p = \int \rho r\omega^2 \partial r = \frac{1}{2} \rho r^2 \omega^2 + C \quad (1.3)$$

ここで C は積分定数である．

初期条件として，例えば渦中心， $r=0$ のとき圧力 $p=p_0$ を与えると式 (1.3) は，

$$p_c = p_0 + \frac{1}{2} \rho r^2 \omega^2 \quad (1.4)$$

となる．式 (1.4) の両辺を ρg で割ると，次式を得る．

$$H_c = H_0 + \frac{r^2 \omega^2}{2g} \quad (1.5)$$

ここで， H_c は遠心揚程と呼び， H_0 はポンプ吸込み揚程に相当する．

次に，ケーシング内の流体は吐出し管内でディフューザ効果によって速度エネルギーの一部が圧力エネルギーに変換される．吐出し管内の損失を無視すれば，ベルヌーイの式が成り立ち，吐出し管入口部の流速を $v (=r\omega)$ ，吐出し管出口における静圧 p_v とすると，

$$H_v = \frac{p_v}{\rho g} = \frac{v^2}{2g} = \frac{r^2 \omega^2}{2g} \quad (1.6)$$

ここで， H_v を速度揚程と呼ぶ．

以上より，対象ポンプの理論揚程 H_t は，以下のように表すことができる．

$$H_t = H_c + H_v - H_0 = \frac{r^2 \omega^2}{g} \quad (1.7)$$

一般的なターボ形ポンプの場合に用いられる理論揚程式⁽¹⁰⁾は，流体とインペラーの間のエネルギー変換の関係から導かれるものであるが，ピトー管形ポンプの場合はそれと全く異なる．

1.2.3 従前の研究

ピトー管形ポンプは 1900 年代前半にアメリカ特許として初めて公開され、1940 年代にはドイツやイギリスで航空機やロケットの燃料供給用として研究された⁽¹¹⁾。開発初期の課題は、回転ケーシング内部におけるエアーロックや吐出し量が 5gpm (約 20 l/min) 程度という極小流量しか吐き出せないことであったが、1950 年代後半から 1960 年代前半にかけてポンプ性能が飛躍的に改善されたことによりアメリカ産業界で認められた⁽¹¹⁾。同時期に日本でも研究が行われており、棚澤ら⁽¹²⁾は、回転ケーシング内におけるすべりや干渉を除けば、ポンプ揚程は強制渦理論で表すことが可能であるという一定の結論を導いている。また、棚澤ら⁽¹²⁾は、回転ケーシング内に滑り止め羽根を設置し (図 1.3)、滑り止め羽根を設けることによる揚程向上と、滑り止め羽根と吐出し管との距離に関する報告を行っている。

1982 年にアメリカの Kobe 社 (現 Weir Specialty Pumps 社) と日本の本多機工株式会社 (福岡県嘉麻市) が技術提携を行い、ピトー管形ポンプの日本販売がはじまった⁽¹³⁾。当時のピトー管形ポンプの初期型の構造を図 1.4⁽⁸⁾に示す。当時は、回転ケーシングをベアリングで挟み込んだ両持ち構造で、同一使用条件に対して、プランジャポンプ、または、多段遠心ポンプよりもサイズが小さく、部品点数が少ない上、一般的なうず巻ポンプの同サイズ、および、同回転数と比較すると、約 1.6 倍高い圧力を発生させることができる⁽¹⁴⁾こと、さらに、流体脈動のない滑らかな運転ができる点が注目を集めた。

問題点としては、ケーシング内部の高速流、特にピトー管形状の吐出し管内面および外面、そして、回転ケーシング内の外周部の流速が高速となるため、流体中に摩耗性粒子が含有していれば、浸食 (エロージョン) が起こる。また、ドライ運転であっても、摺動部がないのでかじって焼付くことはないが、ガスや蒸気の含んだ液を取り扱う場合は、ポンプ最低圧力部、つまり回転ケーシングの軸中心部にガスや蒸気が溜まりやすいため比較的低性能となる。しかも、ケーシング軸中心部に滞留したガスや

蒸気は容易に除去することができない。ポンプ効率も、販売当時 40%以下が普通である⁽⁸⁾とされ、低性能であったが、試行錯誤的な設計改良によって、現在ではポンプ効率 62%⁽⁹⁾を達成している（図 1.5）。

このような背景を持つピトー管形ポンプは、独特の構造のため公開されている報告は極めて少ない。Angle ら⁽¹¹⁾は、ピトー管形ポンプの理論揚程式（1.7）から算出した揚程と取水口直径がそれぞれ異なる吐出し管における締切揚程実験値との比率を求め、吐出し管取水口直径が小さい程、理論算出揚程と実験値は近似値を示し、反対に、吐出し管取水口直径が大きいほど理論算出揚程と実験値との乖離が大きくなることを報告している。しかしながら、ケーシング内の流れや吐出し管の形状がポンプ性能に与える影響等に関する考察はなされていない。

Crichlow⁽¹⁵⁾は、吐出し管の内部流路形状について提案し（図 1.6）、加藤⁽¹⁶⁾は、吐出し管内部における流体のはく離、および、二次流れの抑制について提案し（図 1.7）、Erickson⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾は、吐出し管流路内に整流板を設けることによる性能改善を提案している（図 1.8、図 1.9）。また、服部⁽¹⁹⁾は、吐出し管取水口部における流入損失の改善について提案し（図 1.10）、黄思ら⁽²⁰⁾は、吐出し管の後流の影響を低減させるための具体的な設計角について提案している（図 1.11）。いずれの提案も、吐出し管に着目し、流体損失の低減法について述べられた興味深い考察を示している。

Crichlow⁽²¹⁾は、回転ケーシング側壁に設けた羽根間通路の形状、および、吐出し管と回転ケーシングの隙間に着目し、NPSH（Net Positive Suction Head）性能の改善に関する提案をし（図 1.12）、Erickson ら⁽²²⁾は、回転ケーシング側壁に設けられた羽根間通路の形状について提案している（図 1.13）。これらは、ピトー管形ポンプの回転ケーシングに着目した興味深い提案である。

以上の研究では、吐出し管の内部流路形状や外観形状、そして回転ケーシングの羽根間通路形状に焦点をあて、流体損失の低減についての提案はされているものの、理論的な説明がされているものは存在しない。また、ピトー管形ポンプの数値シミュレ

ーション法を用いて，ポンプ性能の予測，および，内部流れの詳細調査について実施されている研究も確認することができない．

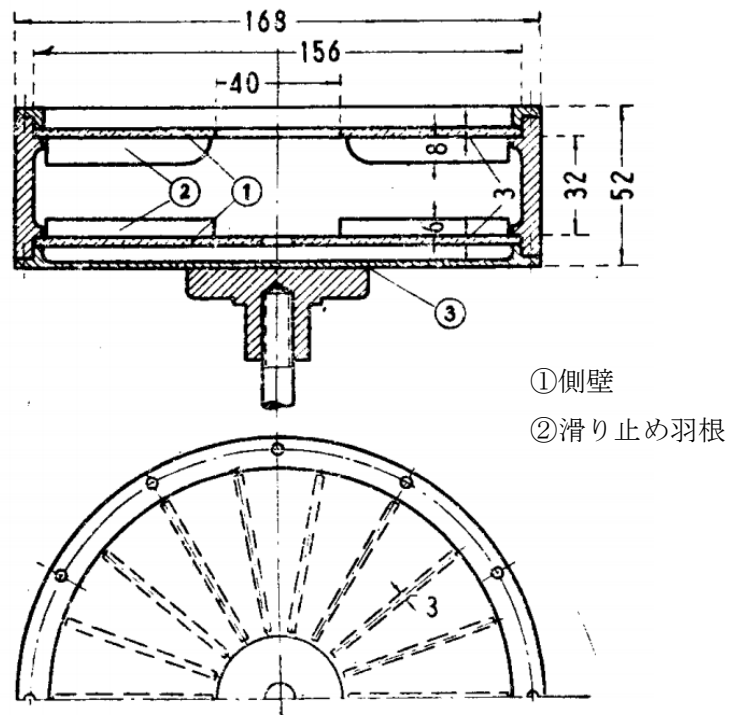


図 1.3 回転ケーシング内の滑り止め羽根⁽¹²⁾

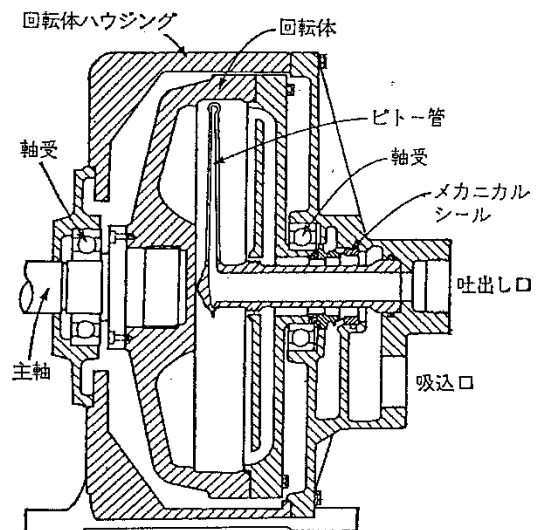


図 2.265 “Roto Jet” 回転ケーシング形ポンプ (Kobe Inc.)

図 1.4 ビトー管形ポンプ (初期型)⁽⁸⁾

Model HRG-85

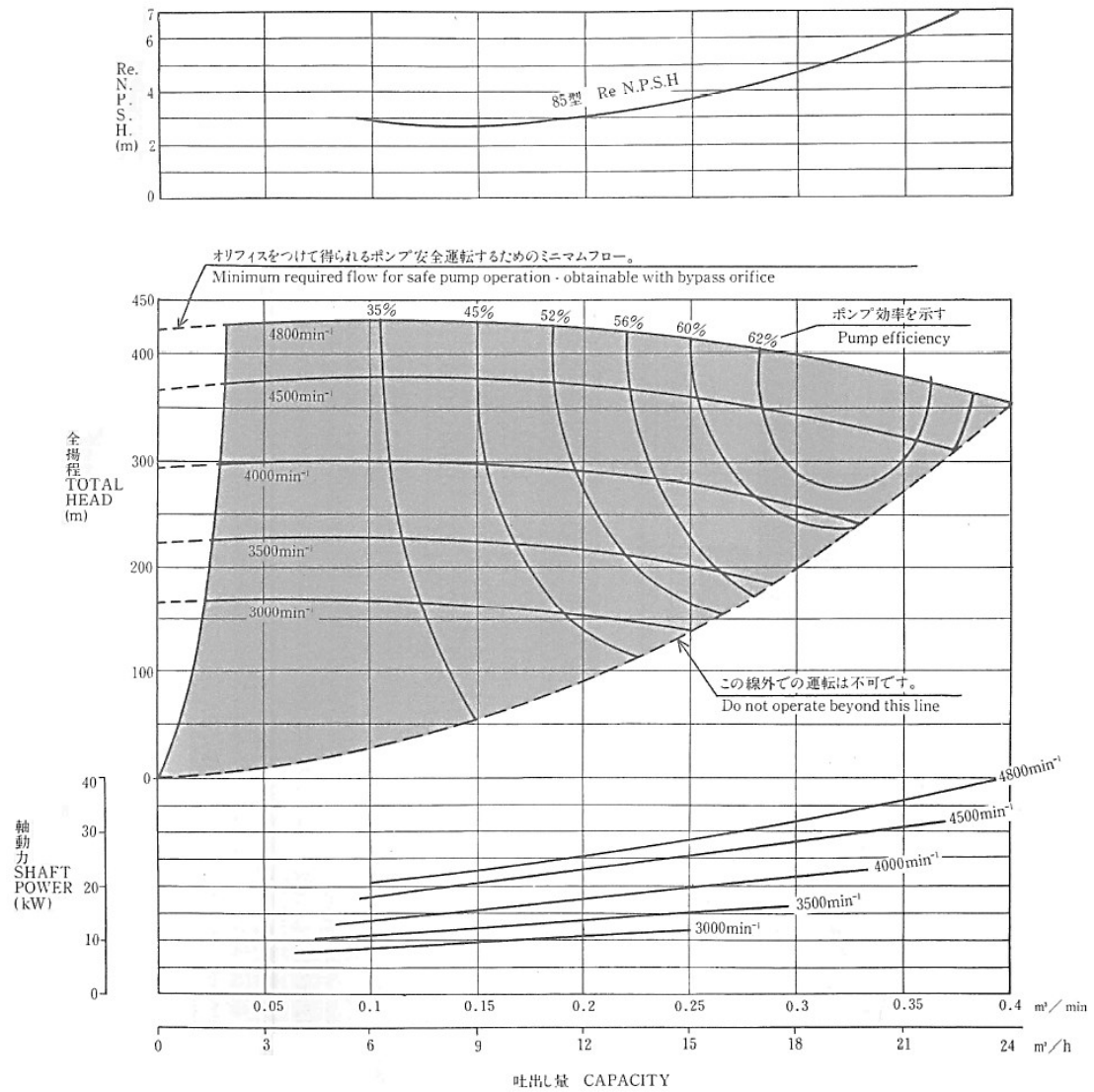


図 1.5 ピトー管形ポンプの性能⁽⁹⁾

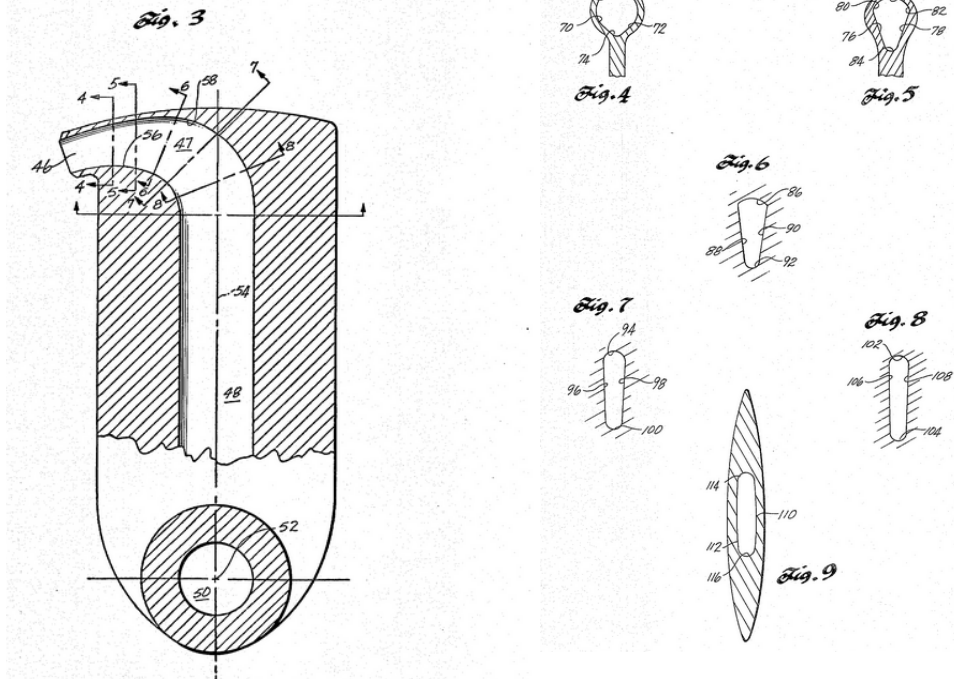


図 1.6 CENTRIFUGAL PUMP OF THE PITOT TYPE PITOT TUBE FOR
PITOT TYPE CENTRIFUGAL PUMPS
(Walter W. Crichlow) ⁽¹⁵⁾

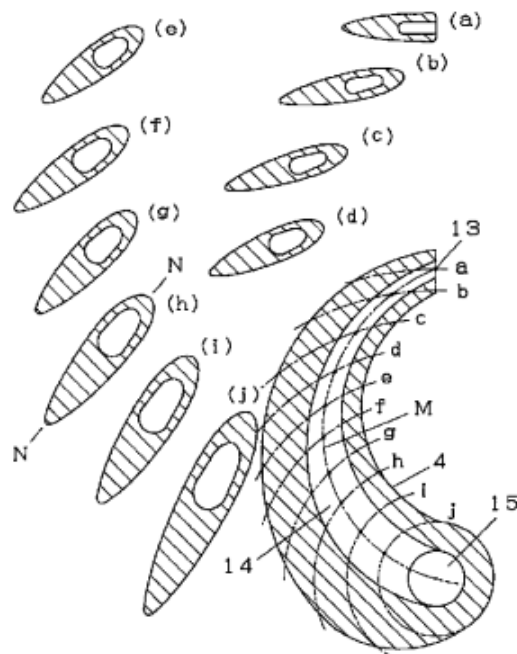
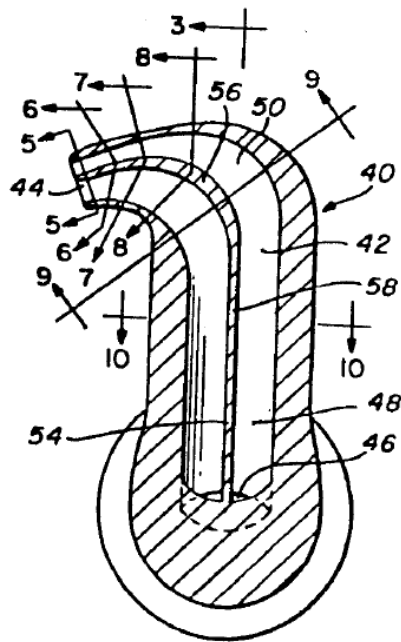
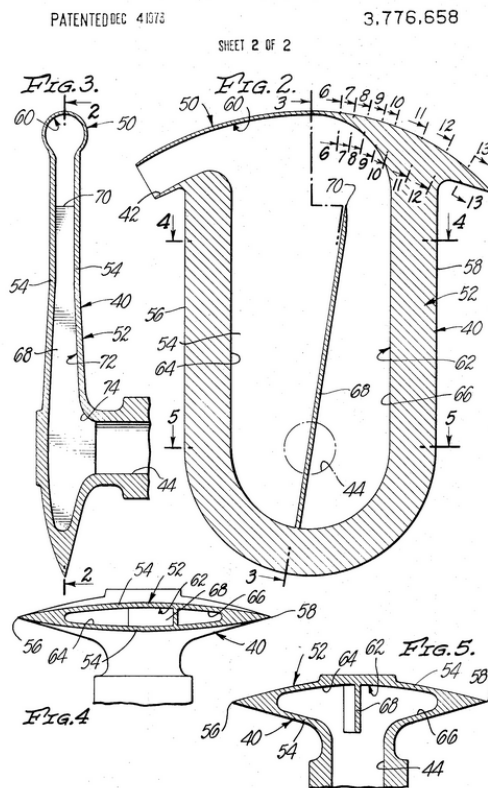


図 1.7 ピトーポンプ (加藤) ⁽¹⁶⁾



☒ 1.8 PITOT TUBE FOR PITOT TYPE CENTRIFUGAL PUMPS
(John W. Erickson) ⁽¹⁷⁾



☒ 1.9 PITOT TUBE FOR PITOT PUMP (John W. Erickson) ⁽¹⁸⁾

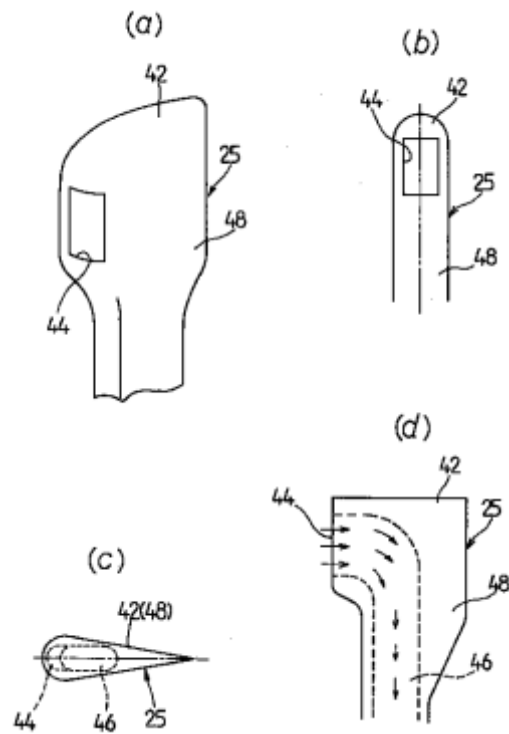


図 1.10 ピトー管式ポンプにおけるピトー管の構造（服部）⁽¹⁹⁾

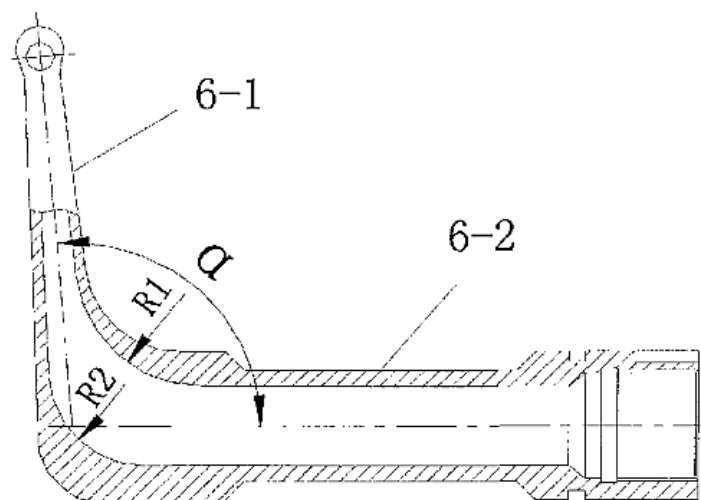
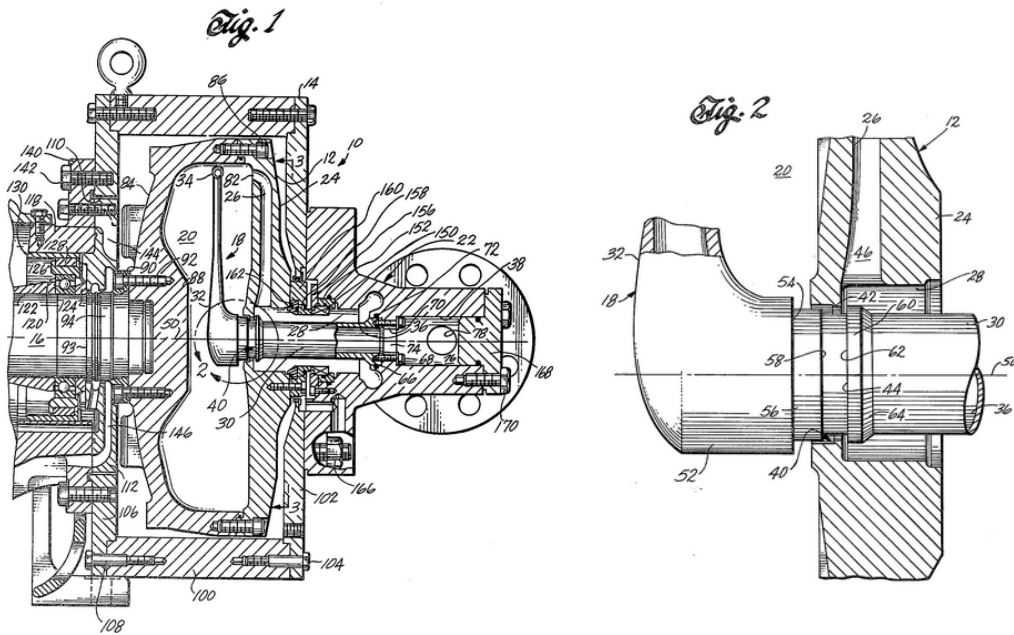


図 1.11 VERTICAL PITOT ENERGY EFFICIENT PUMP TECHNOLOGY
（黄思，苏丽娟）⁽²⁰⁾



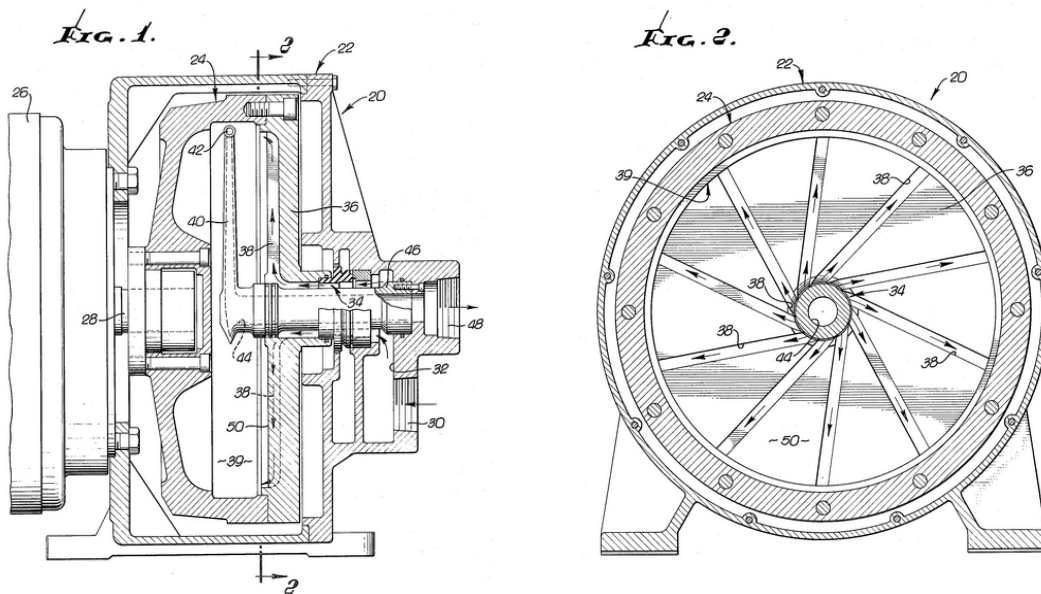
Sheet 1 of 3 4,280,790

☒ 1.12 CENTRIFUGAL PITOT PUMP WITH MEANS FOR IMPROVING
NET POSITIVE SUCTION HEAD
(Walter W. Crichlow) ⁽²¹⁾

PATENTED MAR 5 1974

3,795,459

SHEET 1 OF 2



☒ 1.13 PITOT PUMP WITH SLOTTED INLET PASSAGES IN ROTOR CASE
(John W. Erickson, Carter P. Williams, Ralph F. McArthur) ⁽²²⁾

1.3 本研究の目的と意義

世界的な水の需要やエネルギー使用量は、人口増加、および、生活水準の向上とともに、年々高まっていくことが予想される。これらの問題に密接に関係しているのが生活、および、産業の基盤を支えるポンプである。例えば、造水エネルギーを低く抑えることができる逆浸透法を用いた海水淡水化は、膜技術の向上も相まって今後ますます需要が伸びていくことが予想される。逆浸透法には高圧ポンプが用いられるが、海水を主に取り扱うため材料の耐性にも注意を払わなくてはならない。特に海水中に含まれる塩化物イオンは、金属の不導体被膜を破壊し、材料の全面腐食や孔食、すきま腐食を誘発することで知られている。海水用機器には耐海水性材料を用いることはもちろんのこと、接液する部品点数を極力少なくする等の配慮が求められる。

ターボ形ポンプの一種であるピトー管形ポンプは、簡素な構造でかつ、比較的ポンプ効率が高いことから、海水用としての需要も高い。さらに、近年においては顧客要求事項も、導入コストや消費電力を主にした選定のみならず、メンテナンスコストも総合評価することも取り入れられる傾向があり、部品点数の少ないピトー管形ポンプは特定のユーザーからの人気度は高い。

現在のコンピュータ性能の飛躍的な向上に伴い、一般的なターボ形ポンプであれば、高効率化に関する研究がさまざま行われ⁽²³⁾⁽²⁴⁾⁽²⁵⁾、研究開発やトラブルの解明に用いることはもはや実用の域に達している⁽²⁶⁾が、ターボ機械の一種であるピトー管形ポンプに限っては、昇圧原理および構造が独特であるため、限られた研究しか見当たらない。それらを踏まえて、本研究では、ピトー管形ポンプの回転ケーシング内の圧力分布や速度分布を実験的に把握した上で、数値シミュレーション法によって回転ケーシング内の吐出し管がポンプ性能に与える影響を調べる。その結果に基づき、好適な吐出し管の形状を提案する。高圧ポンプは、低圧ポンプと比べ格段にエネルギー消費量が多いため、性能向上のためにポンプ特性を理解することは、すなわち、省エネルギー

一化社会に向けて大きく貢献できることから、本研究の意義は極めて大きい。

1.4 本論文の概要

本研究では、ピトー管形ポンプにおける回転ケーシングの内部流動状態、および、吐出し管がポンプ性能に及ぼす影響を把握し、吐出し管の好適形状を数値シミュレーション法によって予測することによって、ポンプ性能向上を狙うことを目的としている。

本論文は、以下の各章によって構成されている。

第 1 章では、ピトー管形ポンプにおける従前の研究を調査した。従前の研究では、性能向上が期待される吐出し管の形状に関する考察はなされているが、理論的な解明はされていない。そのことを踏まえ、本研究を行う目的と意義について述べている。

第 2 章では、はじめに、ピトー管形ポンプの性能特性について述べる。ここでの計測結果は、今後すべての数値シミュレーション法による結果の検証のために用いられる極めて重要なものとなる。汎用ピトー管形ポンプには 3 種類の吐出し管が準備されており、それぞれのポンプ性能を計測すると共に、回転ケーシング内壁の圧力分布を計測する。ケーシング内の圧力計測は、ケーシングが回転している関係上補正が必要なたため、データ処理の方法について詳細に述べる。さらに、吐出し管後方の流れを調査するために 3 孔ピトー管を作製し、周方向速度、および、半径方向速度を計測することによって、後流の存在や二次流れについて述べる。

第 3 章では、市販汎用熱流体解析コード ANSYS CFX-12.1⁽²⁷⁾を用いて、定常流れにおけるピトー管形ポンプの性能予測結果を述べる。また、数値シミュレーション結果を前章の実験結果と比較することによって、ポンプ性能特性、および、ケーシング内部流れについて議論する。最後に、ピトー管形ポンプの性能予測に数値シミュレーション法が活用できるか否かについて示す。

第 4 章では、吐出し管を内部流路と外観形状に分け、はじめに、内部流路形状の最適化について述べる。供試ポンプに用いた 3 種類の吐出し管の内部流路の水力損失を

簡易的に求めることによってその要因を探り，3 種類の吐出し管の中で，ポンプ性能が最も高く，流量範囲も広い吐出し管 Tube L に焦点をあて，水力損失低減が期待できる内部流路モデルを数種類提案する．ここで提案した内部通路モデルを数値シミュレーション法によって，損失を静的に解析し，最も損失の小さくなる最適な流路形状を導く．続いて，ポンプ内に設置できる寸法で且つ，内部流路形状と外観形状の組合せが好適になるような吐出し管を提案し，数値シミュレーション法を用いてポンプ性能を予測した結果を示す．最後に，本章で求めた好適な吐出し管の試作モデルを作製し，その試作モデルを搭載した場合のポンプ性能が数値シミュレーションによる予測通り，高効率を示すことを実証する．

第 5 章では，以上の研究を統括し，得られた結論を要約し，本論文で取り上げたピトー管形ポンプの問題点と将来の展望について述べる．

第 2 章

ケーシング内部流動状態の把握に関する研究

2.1 緒言

2.2 ポンプ性能試験

2.2.1 実験装置

2.2.2 計測方法

2.2.3 データ処理

2.2.4 ポンプ特性

2.3 ケーシング内の圧力

2.3.1 計測方法

2.3.2 計測値の補正

2.3.3 半径方向圧力分布

2.4 吐出し管の後流

2.4.1 ピトー管の準備

2.4.2 ピトー管の検定

2.4.3 流れの様子

2.5 結言

2.1 緒言

ピトー管形ポンプは独特の構造を有しており，封液装置に作用する圧力がポンプの吸込み圧力と同じであること，および，シャフトに作用する流体力が極めて小さいことから軸受負荷が小さく高速回転に適しており，主に高圧ポンプとして利用されている．しかし，前述のように，ピトー管形ポンプに関する研究で公にされているものは数少ない．

そこで，本章では，汎用ピトー管形ポンプの特性を調査する．また，ケーシング内部圧力分布，吐出し管の後流部における周方向速度，および半径方向速度を調べ，回転ケーシング内の流動状態を把握する．

2.2 ポンプ性能試験

2.2.1 実験装置

図 2.1, 図 2.2 にポンプ外形図と実験装置の概略図を示す. 本研究では, 本多機工株式会社製のピトー管形ポンプ⁽⁹⁾を供試ポンプとした. このポンプは主に中小型ボイラーへの給水用, ダイキャスト鋳物加工後の洗浄用, 溶接機の冷却装置用や逆浸透装置用の高圧ポンプとして利用されている⁽⁹⁾. 供試ポンプおよび電動機の主要項目を表 2.1 に, トルク検出器の主要項目を表 2.2 に示す. また, 実験に準備した吐出し管を図 2.3 に示す. 供試ポンプの吐出し管は 3 種類あり, それぞれの吐出し管の流体入口径の小さい順に, Tube S, Tube M, Tube L と呼ぶことにした. これら吐出し管の形状がピトー管に似ていることから, 本ポンプはピトー管形ポンプと呼ばれる⁽⁸⁾. ここに, ケーシングとともに回転する流体の邪魔にならないように吐出し管の外観形状は流線型を成している.

実験管路は, 静水タンク, 吸込み弁, 吸込み側圧力測定孔, 供試ポンプ, 吐出し側圧力測定孔, 電磁流量計, 流量調整用仕切り弁を経て, 静水タンクに戻る閉ループで構成されている. 作動流体には静水を用いて, 吐出し量は, 流量調整用仕切り弁を開閉させることにより調整した. 供試ポンプはトルク検出器を介して三相誘導電動機により駆動される. この電動機は, 4 極 3.7kW の能力を有し, 汎用インバータによる周波数制御により, 回転速度を自由に設定することが可能である. 管路内径は吸込み側 50mm, 吐出し側 40mm である.

トルク T_q の測定はトルク検出器 (SS-500) により行われ, トルクコンバーター (TS-2700) にて検出したアナログ位相差信号をトルク値にデジタル変換する. また, 回転速度の測定は回転速度検出器 (MP-981) を用いて行い, 検出したアナログ信号を前述のトルクコンバーターにてデジタル変換する. 回転速度制御はインバータ (VF-S11) を用いて周波数を変更することにより規定の回転速度に設定する. 吐出し

量 Q の測定は、あらかじめ校正された電磁流量計 (FD-UH40G) により行われる。圧力測定孔は、ポンプの吸込み側と吐出し側に設置されており、測定は校正済みの圧力センサ (AP-V80) により行われる。

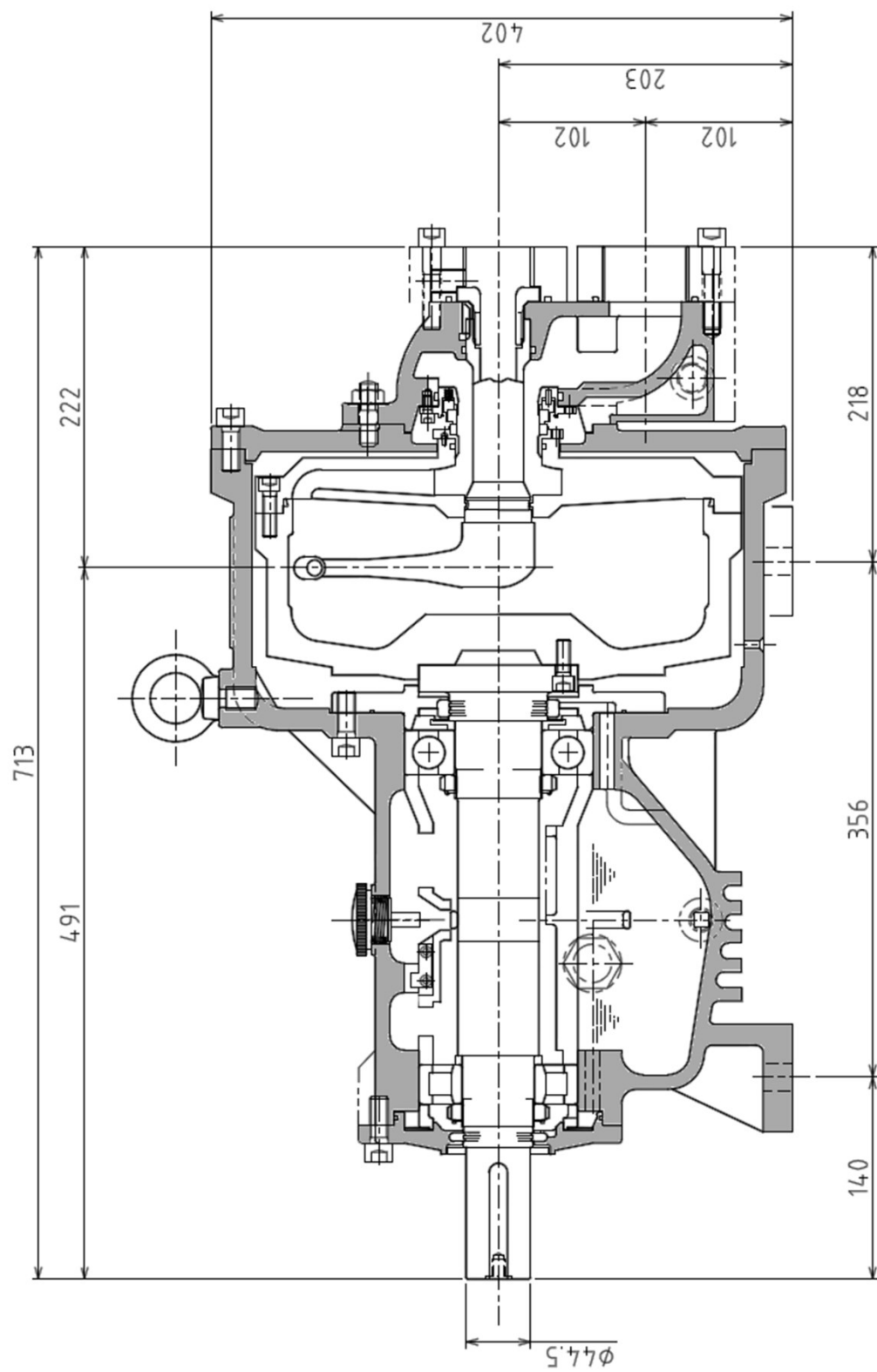


図 2.1 ポンプ外形図

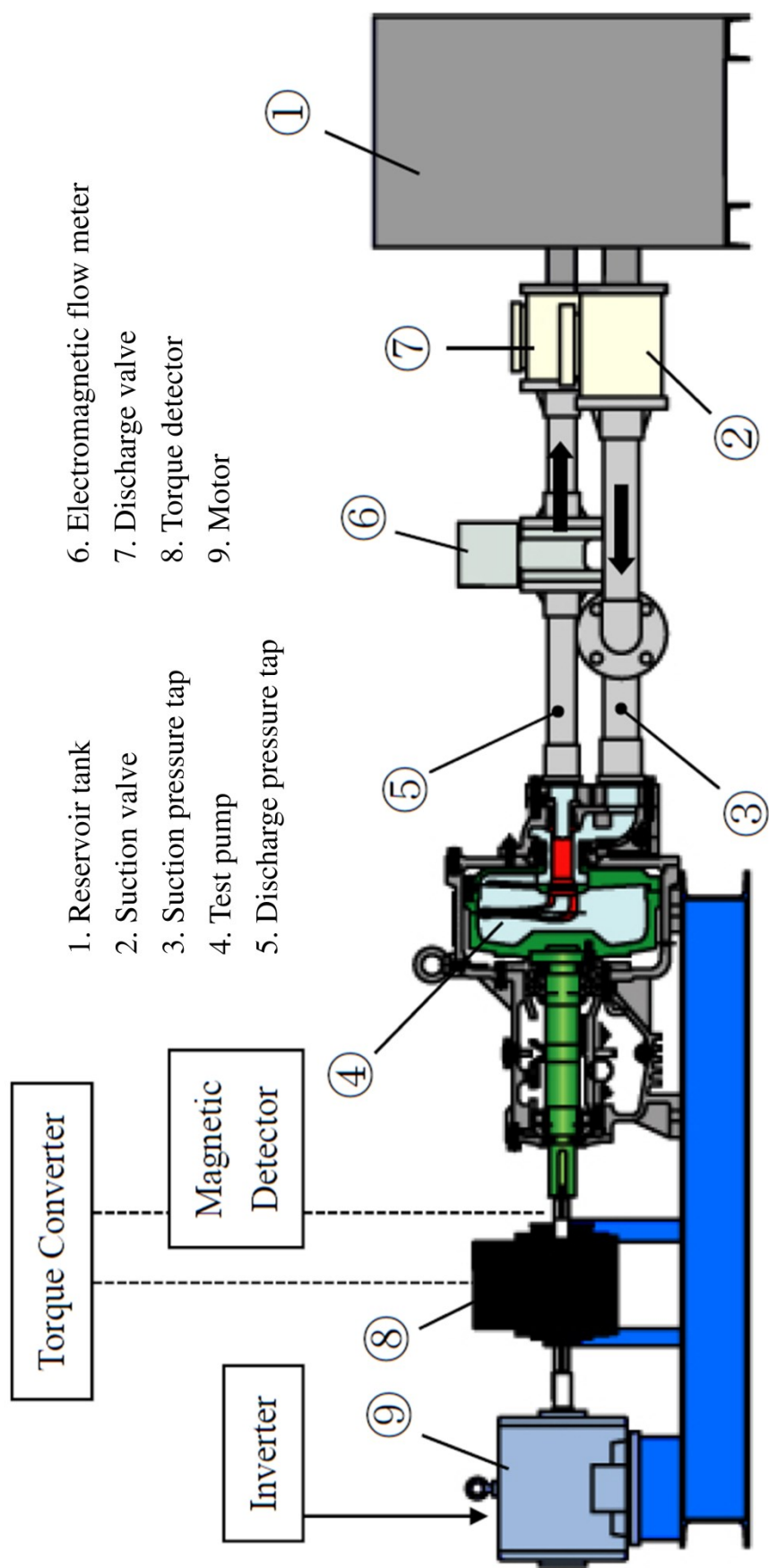


图 2.2 实验装置概略图

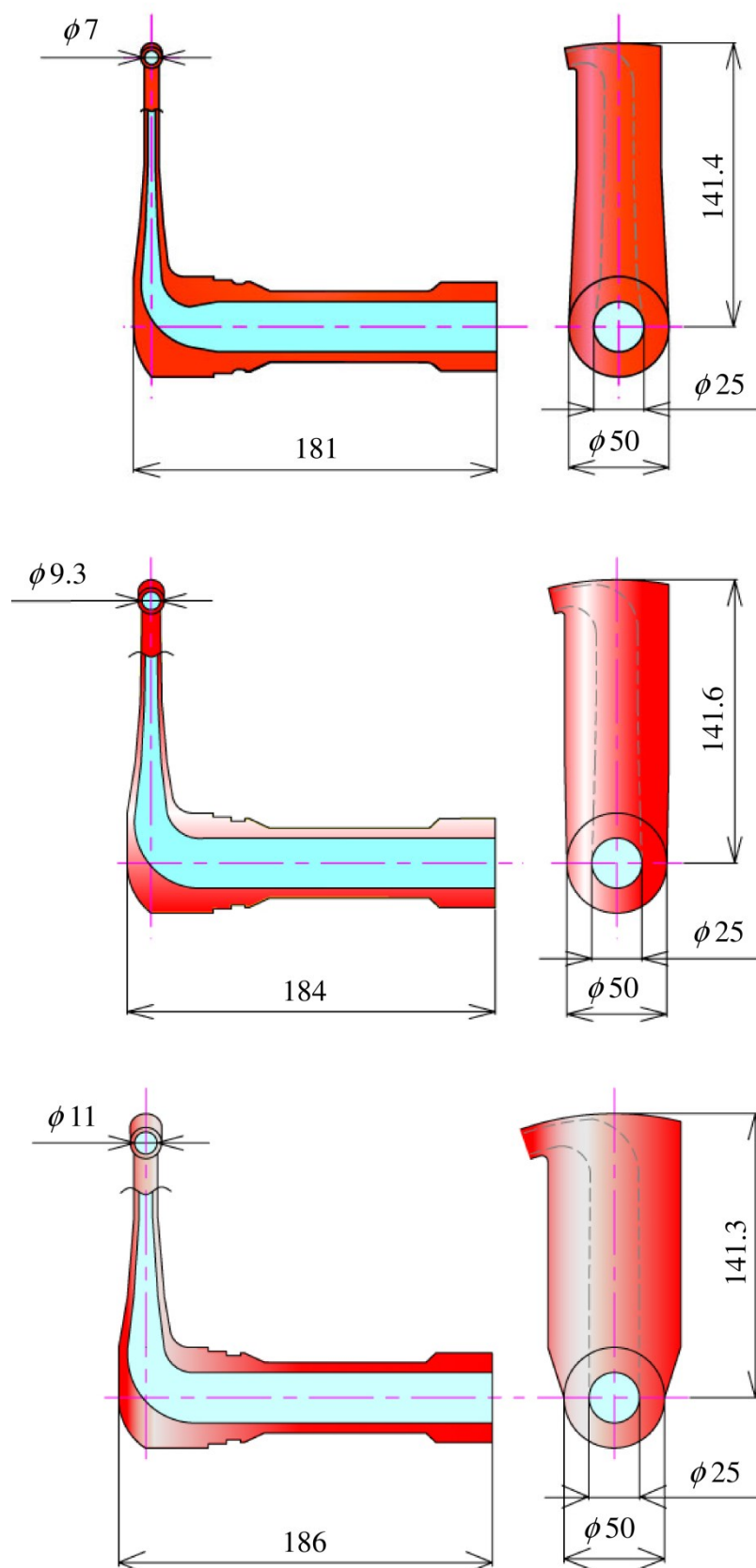


図 2.3 吐出し管形状

表 2.1 供試ポンプ主要情報

| <i>Pump</i> | |
|----------------------|--|
| Type | HRG |
| Frame | 30(Tube S), 55(Tube M), 85(Tube L) |
| Suction Diameter | 50 mm |
| Discharge Diameter | 40 mm |
| Rotational speed | 500, 1000, 1500 min ⁻¹ 85 型のみ 1800, 2200 min ⁻¹ を追加 |
| Specific speed | 19(30 型), 26(55 型), 32(85 型) |
| Manufacturing number | D600003 |
| <i>Motor</i> | |
| Manufacture | TOSHIBA |
| Type | IK |
| Form | DCK21 |
| Frame | 112M |
| Output | 3.7 kW |
| Poles | 4 |
| Volts | 200 V |
| Frequency | 60 Hz |
| Serial number | 40378138 |

表 2.2 トルク検出器主要項目

| <i>Torque Detector</i> | |
|-------------------------------|-------------------------------|
| Manufacture | ONOSOKKI |
| Type | SS-500 |
| Form | 電磁歯車位相方式 |
| Rated Torque | 50 N・m |
| Resolution | 10 mN・m |
| Applicable Revolution Range | 0 to 6000 min ⁻¹ |
| Measurement Accuracy | ±0.2% F.S |
| Temperature Influence | -0.03% / F.S / °C |
| Operation Temperature Range | 0 to +40°C |
| Humidity Range | 95% R.H(without condensation) |
| Power Requirement | AC 100 V, 50/60 Hz, 50VA |

2.2.2 計測方法

吐出し管形状の違いによるポンプの基本性能を把握するために、JIS B 8301:2000 に基づいて性能試験を行った。測定項目は吸込み圧力 p_s 、吐出し圧力 p_d 、吐出し量 Q およびトルク T_q である。Tube S および M については、回転速度 $n=500, 1000, 1500\text{min}^{-1}$ 、Tube L については、回転速度 $n=500, 1000, 1500, 1800, 2200\text{min}^{-1}$ に制御し、各吐出し量 Q に対する計測を行った。ただし、静水タンクの水位は一定に保たれている。

2.2.3 データ処理

実験により得られたデータを用いて、全揚程 H 、軸動力 P 、水動力 L_w 、ポンプ効率 η などは、以下の式によって算出される。

$$\text{全揚程：} H = \left(\frac{p_d}{\rho g} + \frac{v_d^2}{2g} + Z_d \right) - \left(\frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} + Z_s \right) \quad (2.1)$$

$$\text{軸動力：} P = T_q \omega \quad (2.2)$$

$$\text{水動力：} L_w = \rho g Q H \quad (2.3)$$

$$\text{ポンプ効率：} \eta = \frac{L_w}{P} \quad (2.4)$$

性能試験によって得られたデータより、異なった回転速度の運転状態におけるポンプ性能の無次元特性の確認を行うために、以下の式によって各特性量を定義する。

$$\text{流量係数：} \phi = \frac{Q}{D^3 \omega} \quad (2.5)$$

$$\text{揚程係数：} \psi = \frac{2gH}{D^2 \omega^2} \quad (2.6)$$

$$\text{軸動力係数：} \nu = \frac{P}{\rho D^5 \omega^3} \quad (2.7)$$

ここで D は代表寸法であり、本研究ではケーシング最大半径 r_t を用いる。以上の式を用いて、ポンプ性能曲線を得ることができる。

2.2.4 ポンプ特性

図 2.4(a), (b), (c)に供試ポンプの特性曲線を示す．図中の横軸は吐出し量 Q ，縦軸に全揚程 H ，軸動力 P およびポンプ効率 η を示す．1.2.2 項で述べた式 (1.7) より，回転速度 $n=1500\text{min}^{-1}$ における各吐出し管の実験による揚程と理論揚程 H_t の関係は表 2.3 のようになる．比較すると外観形状が大きくなるほど締切揚程は低くなる傾向を示しているが，これは吐出し管の外観形状が大きくなればなるほど，回転ケーシング内での角運動量欠損が増加するためと考えられる．なお，吐出し管による角運動量欠損については，2.3 節および 2.4 節に述べる．

図 2.5(a), (b), (c)に無次元特性曲線を示す．吐出し量の増加に伴い全揚程は低下し軸動力は増加すること，および，吐出し量と全揚程の関係に着目すると吐出し管毎の相似則が成り立つことから，ピトー管形ポンプは一般的なうず巻ポンプと同じ特性を示す．

表 2.3 揚程の理論値と実験値 ($n=1500\text{min}^{-1}$)

| Discharge tube | Shut-off head from test | H_t | Percent of Theoretical head |
|----------------|-------------------------|--------|-----------------------------|
| Tube S | 46.3 m | 46.6 m | 99.4 % |
| Tube M | 43.7 m | 45.9 m | 95.2 % |
| Tube L | 42.5 m | 44.8 m | 94.9 % |

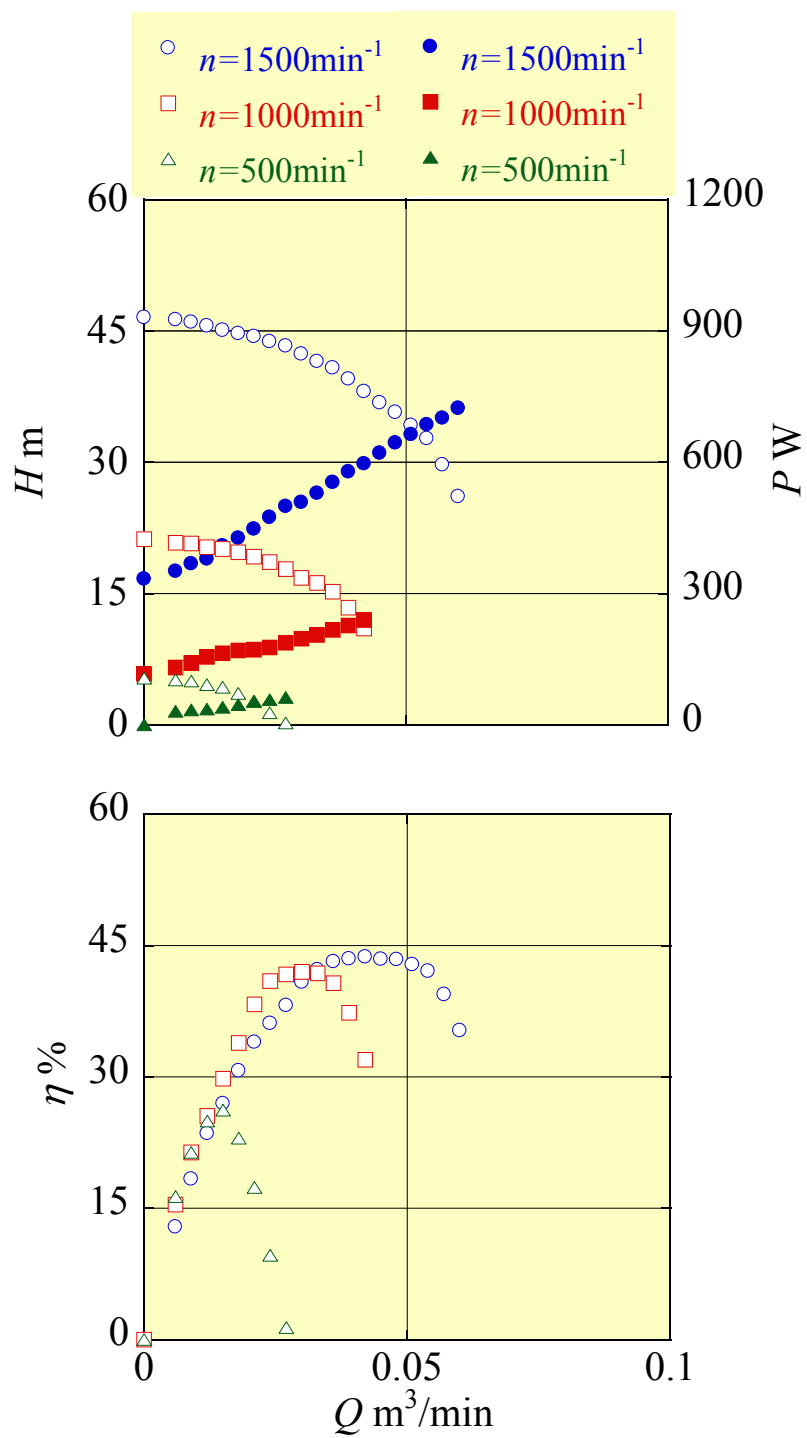


図 2.4(a) Tube S 特性曲線

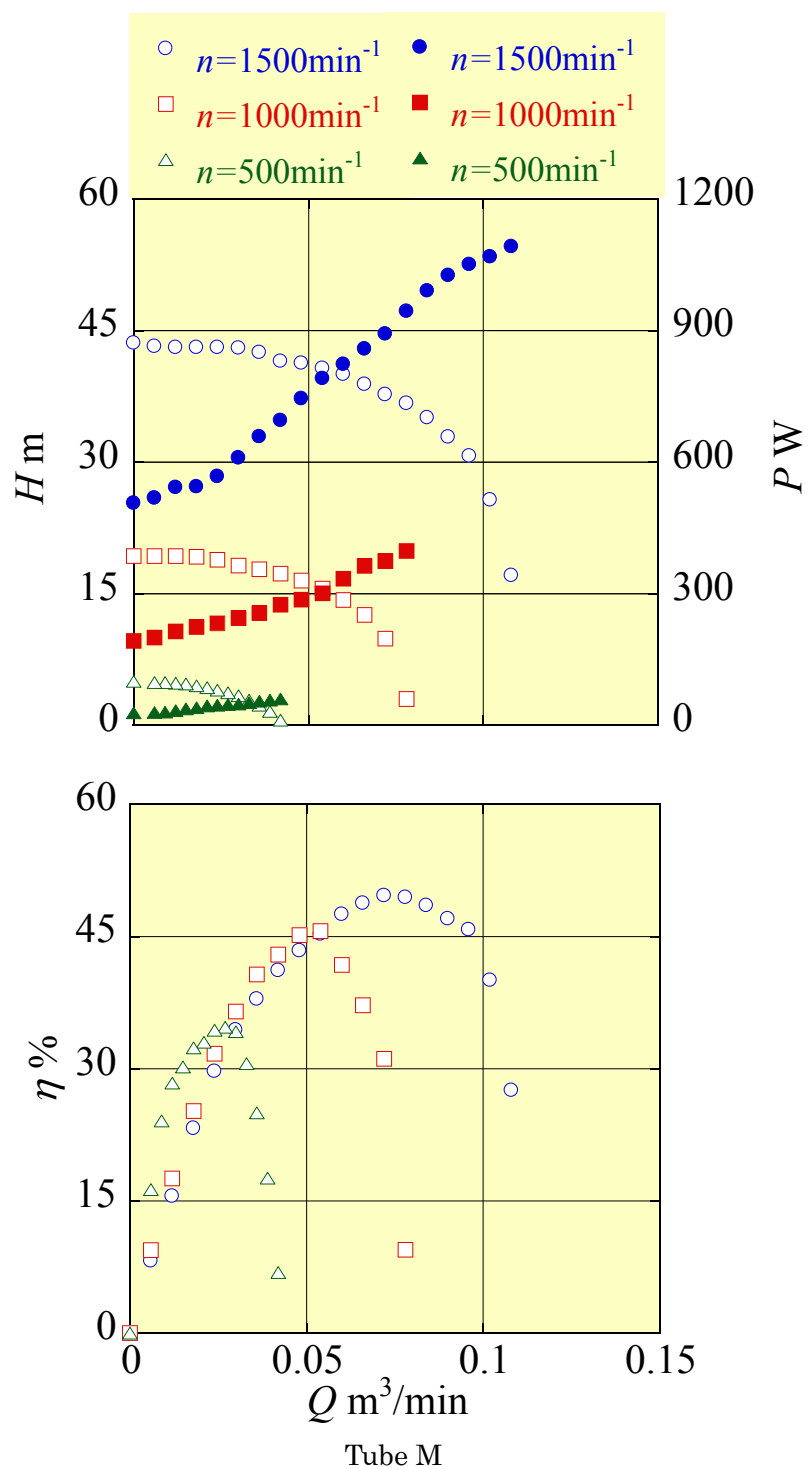


図 2.4(b) Tube M 特性曲線

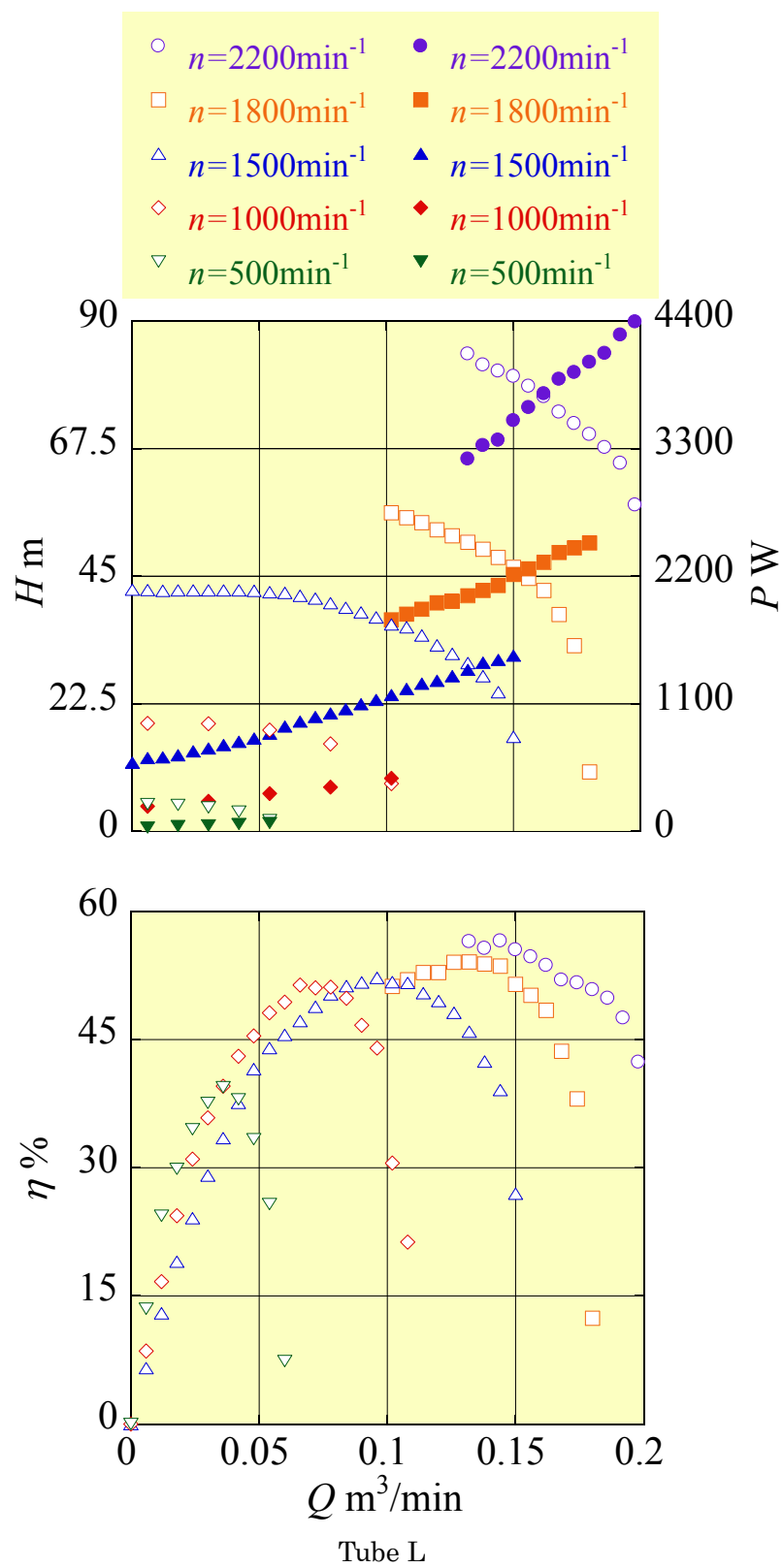
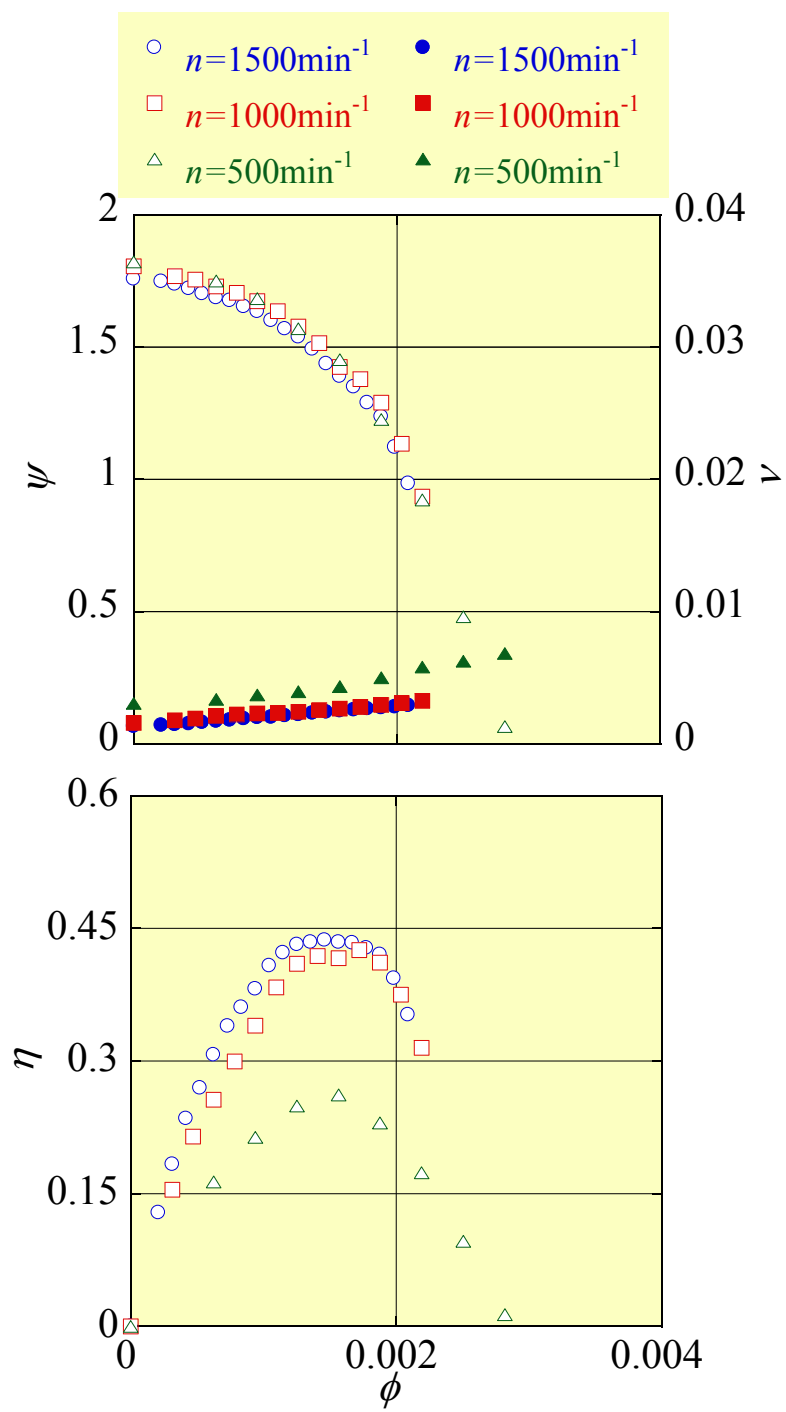
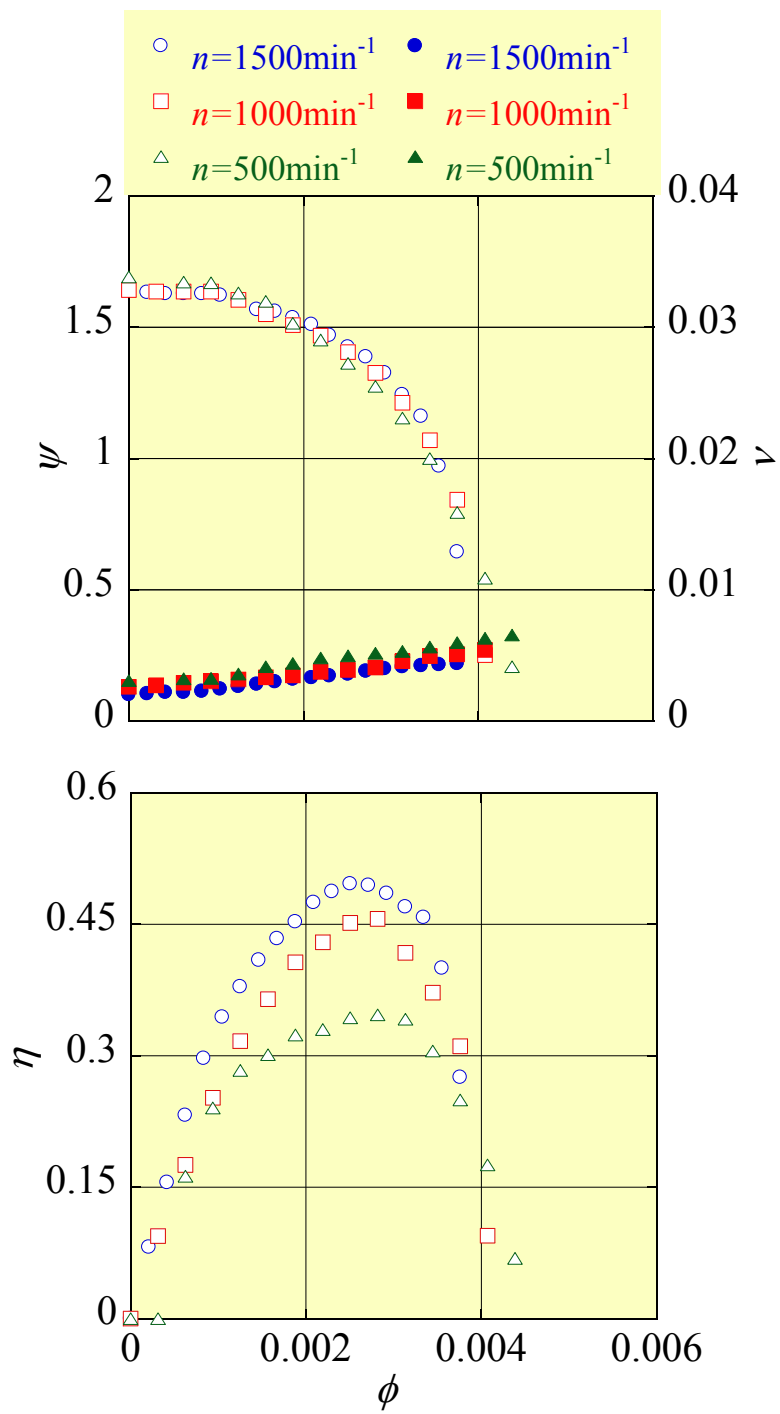


図 2.4(c) Tube L 特性曲線



Tube S 無次元化

図 2.5(a) Tube S 無次元特性曲線



Tube M 無次元化

Tube S

図 2.5(b) Tube M 無次元特性曲線

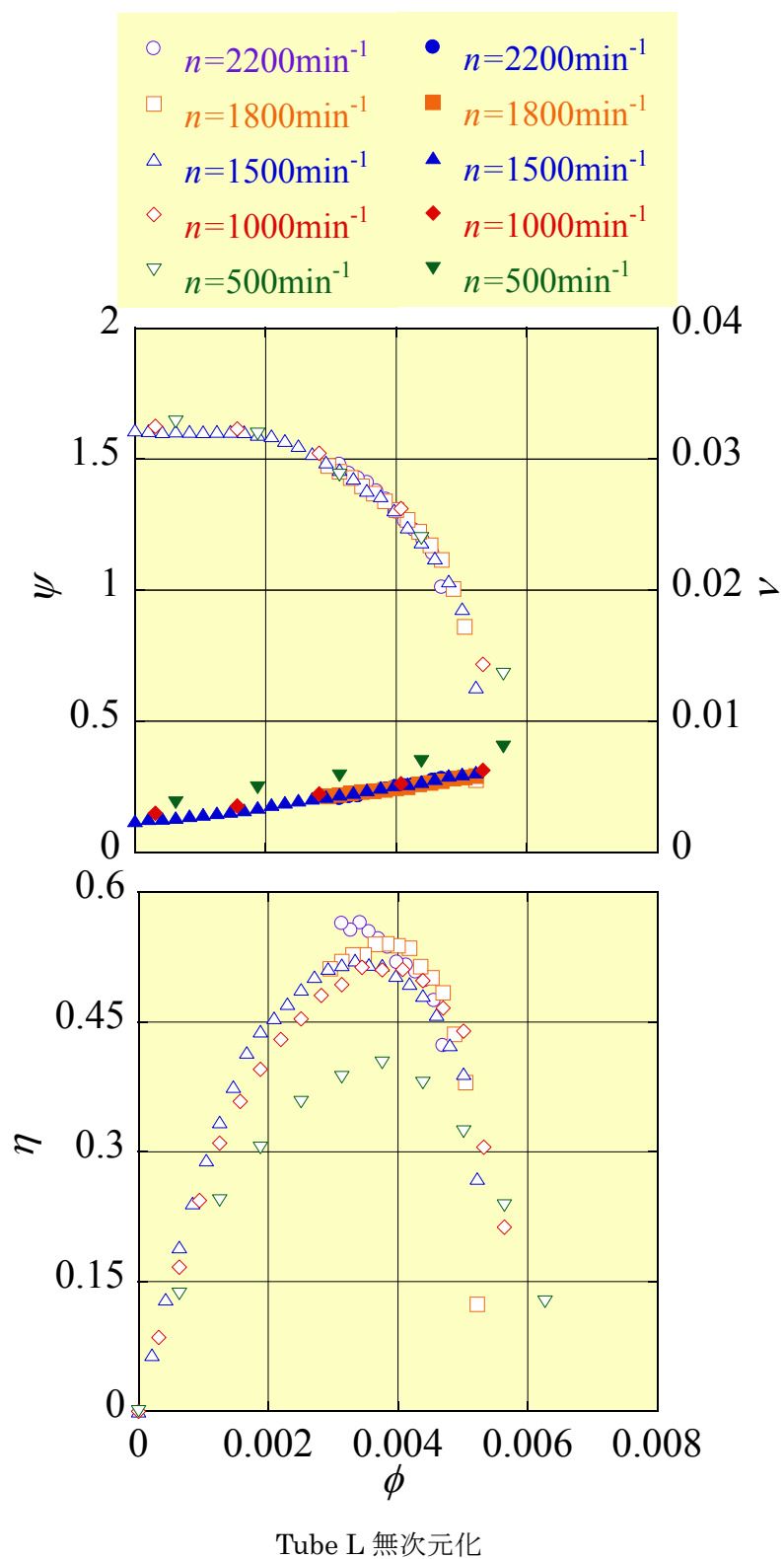


図 2.5(c) Tube L 無次元特性曲線

2.3 ケーシング内の圧力

2.3.1 計測方法

供試ポンプの回転ケーシング内の圧力（静圧）計測は，一般的なうず巻ポンプのケーシングのように静止した状態から計測することができないため工夫が必要となる．計測方法の概略図を図 2.6 に示す．回転ケーシング内の動圧の影響を受けないようにするため，ケーシング壁面に対して直角となるように微小取圧孔 $\phi 1.0\text{mm}$ を設け，ケーシング壁面内に加工した $\phi 4.1\text{mm}$ の導管と接続させる．つぎに，導管をケーシングからシャフトに接続するために，ミニマル継手の締付ストレート（LCN-0320-M5）を用いて内径 $\phi 2\text{mm}$ の硬質ビニールチューブで連結する．シャフトにも $\phi 4.1\text{mm}$ の導管を設け，ペディスタル内に固定させた圧力箱に接続される．圧力測定箇所は 4 か所あり，それぞれの測定孔が圧力箱内で干渉しないように，オイルシールで圧力密封室を形成させる．本実験に用いたオイルシールは水封が目的であり，摺動用潤滑油等を用いることができないため，自己潤滑性の優れたテフロン系材料を用いている．

実験は，回転速度を $n=500, 1000, 1500\text{min}^{-1}$ に設定し，それぞれの吐出し管で行う．圧力密封室の圧力は，硬質ビニールチューブを介し，2.2.1 項の校正済みの圧力センサ（AP-V80）にて測定する．図 2.7 にケーシングの取圧孔の位置および，図 2.8 にシャフトの導管位置を示す．圧力は図 2.7 に示す回転ケーシング内の 4 か所の値を測定する．なお，計測時の吐出し量 $Q=0$ に固定し，圧力センサはポンプ停止時にゼロ設定を行ない，運転時と停止時の差を記録する．

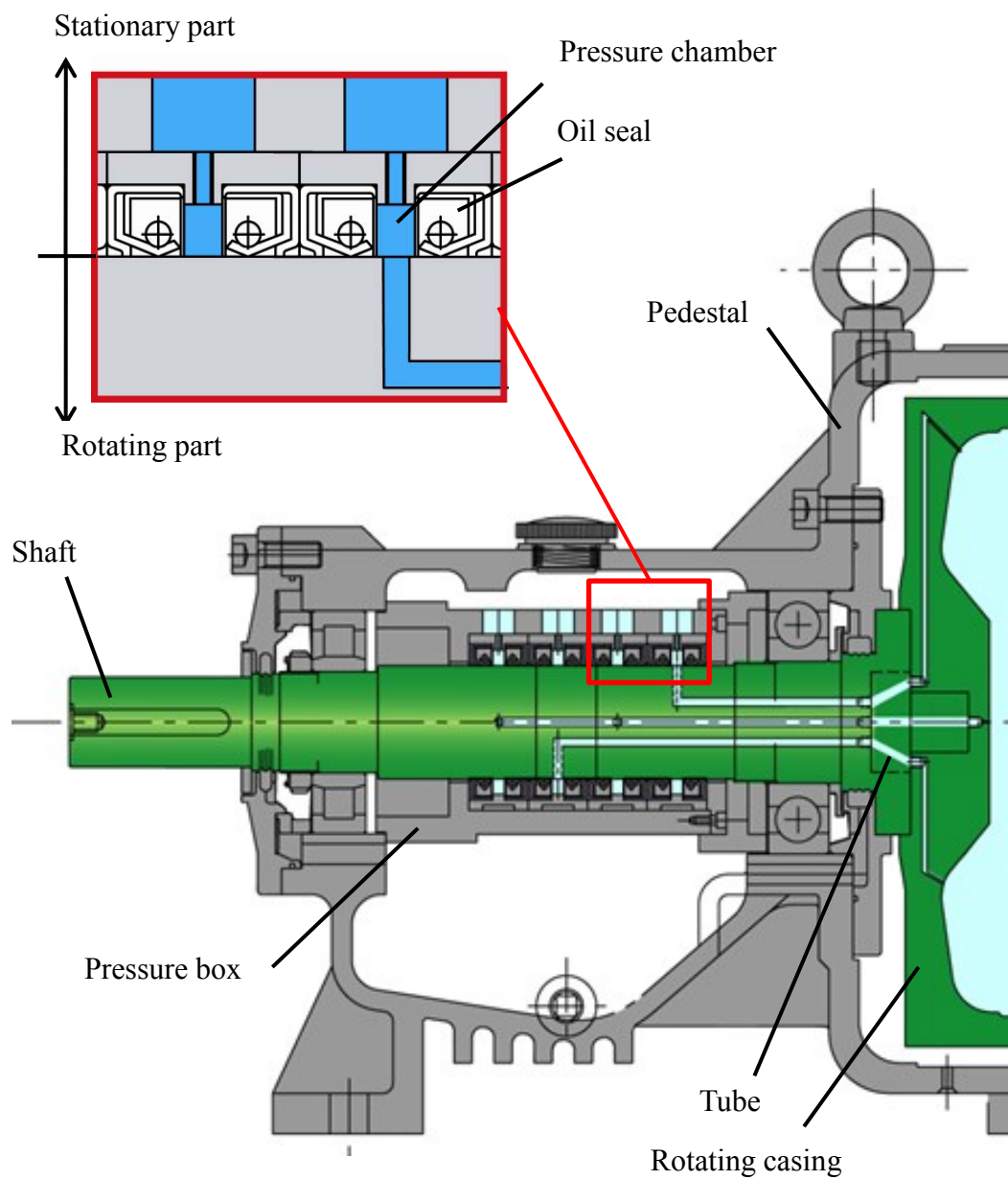


図 2.6 压力計測方法概略図

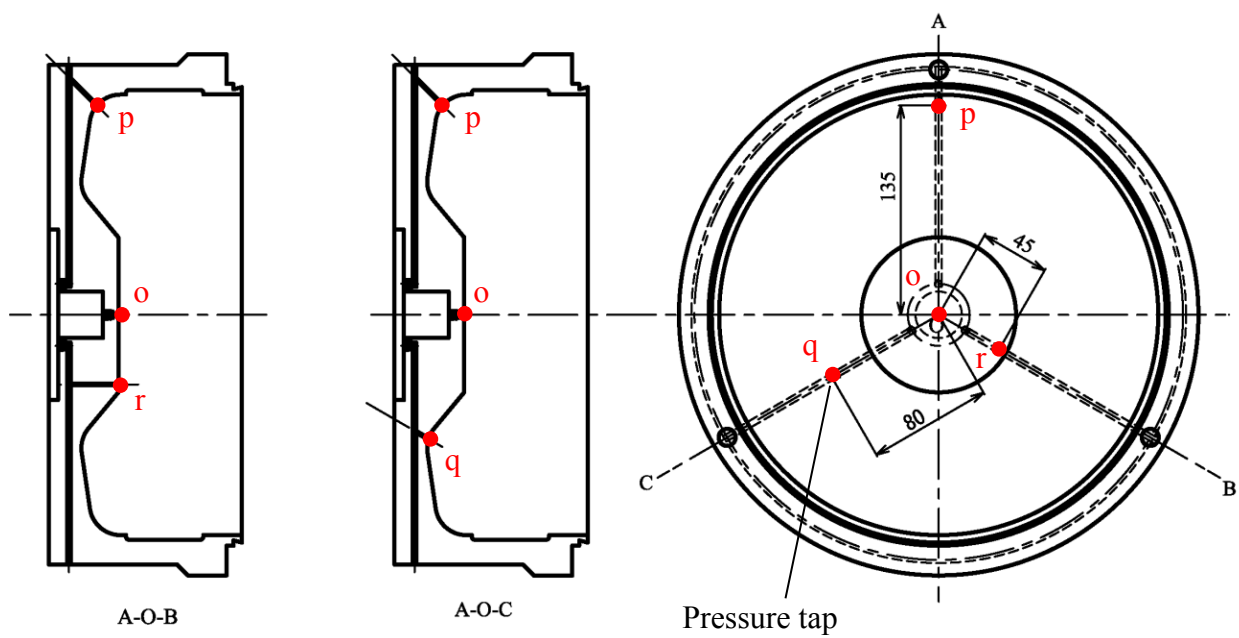


図 2.7 ケーシング取圧孔位置

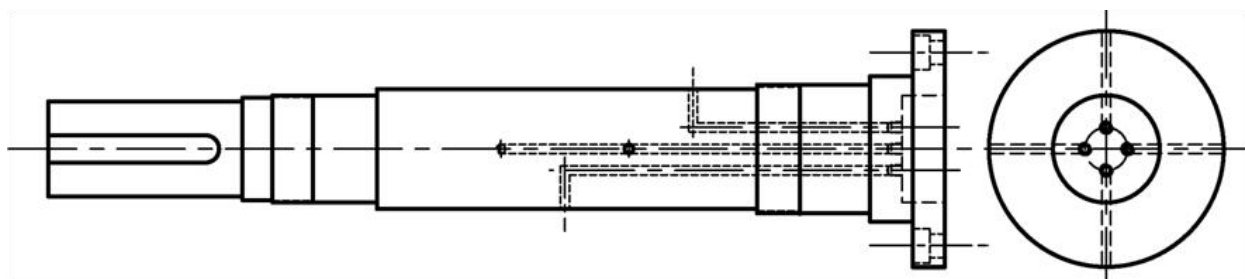


図 2.8 シャフト導管位置

2.3.2 計測値の補正

2.3.1 項で述べた圧力計測方法によって、回転ケーシングの内部圧力を知るには、ケーシングおよび、シャフトの軸垂直方向に加工した導管が回転する際に生じる遠心力の影響を考慮する必要がある。遠心力による昇圧量の計算は次式から求められる。

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{v^2}{r} \quad (1.1)$$

ケーシングと軸の回転角速度を ω とおけば、回転速度は $v=r\omega$ なので、

$$\partial p = \rho \omega^2 \int r \partial r \quad (2.8)$$

となる。

シャフトの回転半径を r_1 、ケーシング内の取圧孔回転半径 r_2 (r_2 は取圧孔の位置によって異なる) とすれば、回転ケーシング内での昇圧量 Δp は、

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) \quad (2.9)$$

したがって、回転ケーシング内の真の圧力 p は、

$$p = \frac{1}{2} \rho (r_2^2 - r_1^2) \omega^2 - p_p + p_e \quad (2.10)$$

ここで、 p_p : 圧力箱内での昇圧量、 p_e : 実際の計測値、である。

圧力箱内の運動は、シャフトが回転し圧力箱は静止しているので、図 2.9 のように表される。ここで、圧力箱内での昇圧量 p_p はナビエ・ストークス方程式（円柱座標 θ 方向）を用いると、次のように表される。

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) = \\ \rho g_\theta - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} \right\} \end{aligned} \quad (2.11)$$

条件として下式が成り立つ。

$$\frac{\partial v_\theta}{\partial t} = 0, \quad v_r = 0, \quad \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} = 0, \quad v_z = 0, \quad g_\theta = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \quad (2.12)$$

式 (2.12) を式 (2.11) に適用すると,

$$0 = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right) \quad (2.13)$$

両辺を 2 回積分して下式を得る.

$$v_\theta = \frac{1}{2} C_1 r + \frac{C_2}{r} \quad (C_1, C_2 \text{ は積分定数}) \quad (2.14)$$

図 2.9 より, 境界条件 $r = KR$ で $v_\theta = KR\omega$, $r = R$ で $v_\theta = 0$ より

$$v_\theta = \omega KR \frac{\frac{R}{r} - \frac{r}{R}}{\frac{1}{K} - K} \quad (2.15)$$

但し, K は比例定数, R は圧力箱内半径である.

式 (2.15) の速度 $v_\theta = v$ として式 (1.1) に代入すると,

$$\frac{\partial p_p}{\partial r} = \rho \frac{\left(\omega KR \frac{\frac{R}{r} - \frac{r}{R}}{\frac{1}{K} - K} \right)^2}{r} \quad (2.16)$$

整理して,

$$\partial p_p = \rho \omega^2 \frac{K^4}{(1 - K^2)^2} \frac{(R^2 - r^2)^2}{r^3} \partial r \quad (2.17)$$

となり両辺を積分することで p_p は下式のように表される.

$$p_p = \rho \omega^2 \frac{K^4}{(1 - K^2)^2} \int_{KR}^R \frac{(R^2 - r^2)^2}{r^3} \partial r \quad (2.18)$$

なお, 本実験装置では $K \cong 0.78$, $R = 0.036\text{m}$ である.

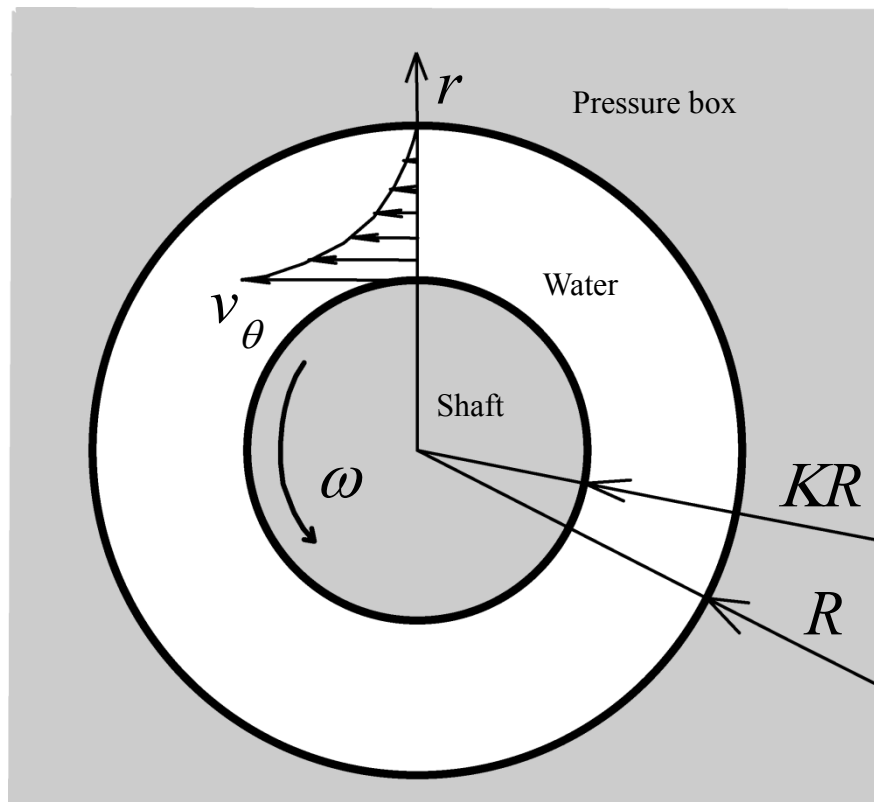


図 2.9 压力箱密閉空間断面図

2.3.3 半径方向圧力分布

吐出し量 $Q=0$ における回転ケーシング内の圧力分布を吐出し管毎に計測した結果を図 2.10～図 2.12 に示す．各図の横軸はケーシング半径比 r/r_t ，縦軸に圧力係数 C_p を示す．圧力係数 C_p は，下式より求める．

$$C_p = \frac{p - p_0}{\frac{1}{2} \rho r_t^2 \omega^2} \quad (2.19)$$

ここに， p は図 2.7 に示す点 p, q, r の計測圧力を式 (2.10) によって補正した圧力であり， p_0 は図 2.7 に示す点 o の計測圧力を前述同様に補正した圧力である．また， r_t はケーシング最大半径， ω は角速度を示し，実線はケーシング内部で強制渦が発生していると仮定した場合の式 (1.1) から求まる理論曲線である．

各図より，供試ポンプのケーシング内部圧力は強制渦理論曲線に近似しており，回転ケーシング内の外周側になるほど理論値よりやや減少しているところもあるが，概ね強制渦運動と見なすことができる．このことにより，羽根間流路損失や吐出し管によって生じる水力損失を無視した場合のポンプ揚程は，式 (1.7) によって予測することができる．このことは，2.2.4 項の表 2.3 に示す結果からも明らかである．

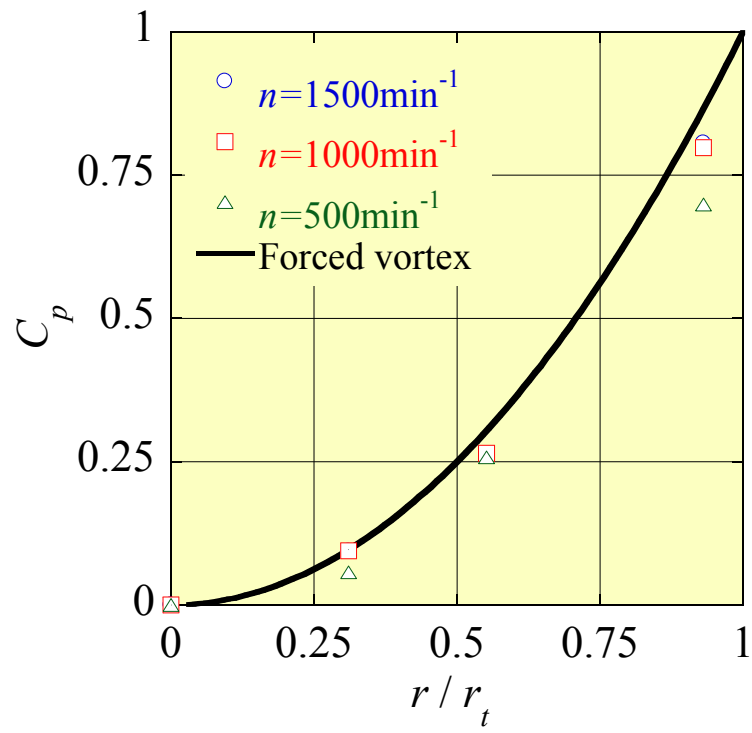


図 2.10 ケーシング内圧力分布 (Tube S)

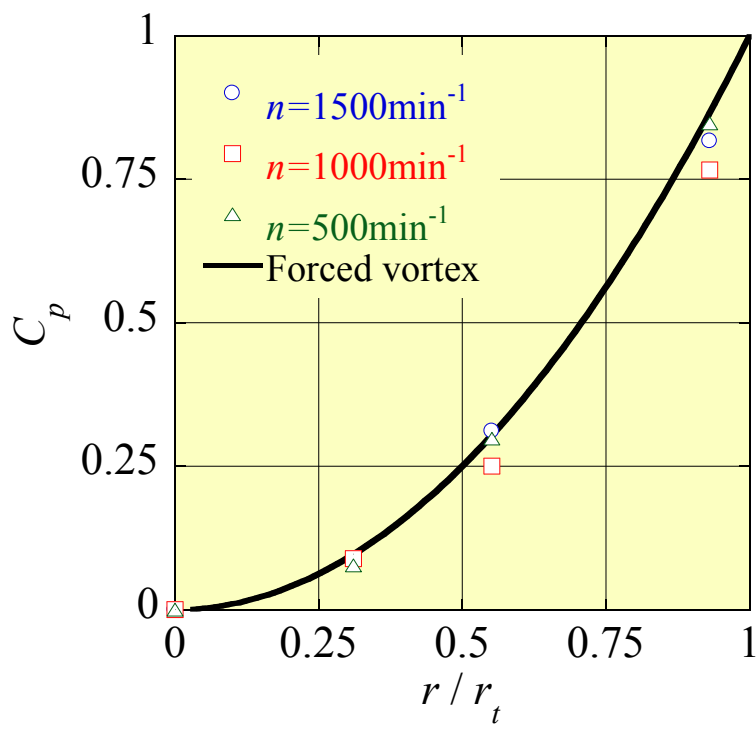


図 2.11 ケーシング内圧力分布 (Tube M)

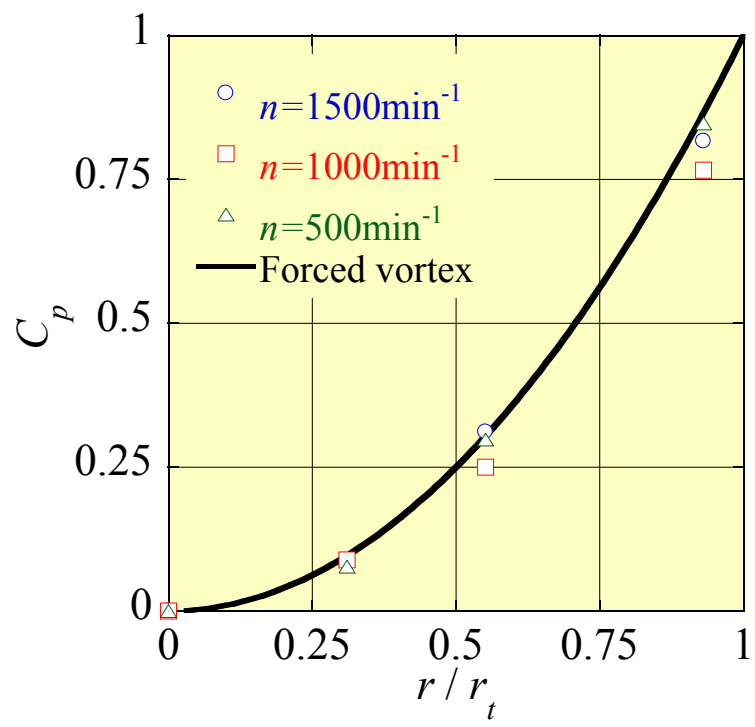


図 2.12 ケーシング内圧力分布 (Tube L)

2.4 吐出し管の後流

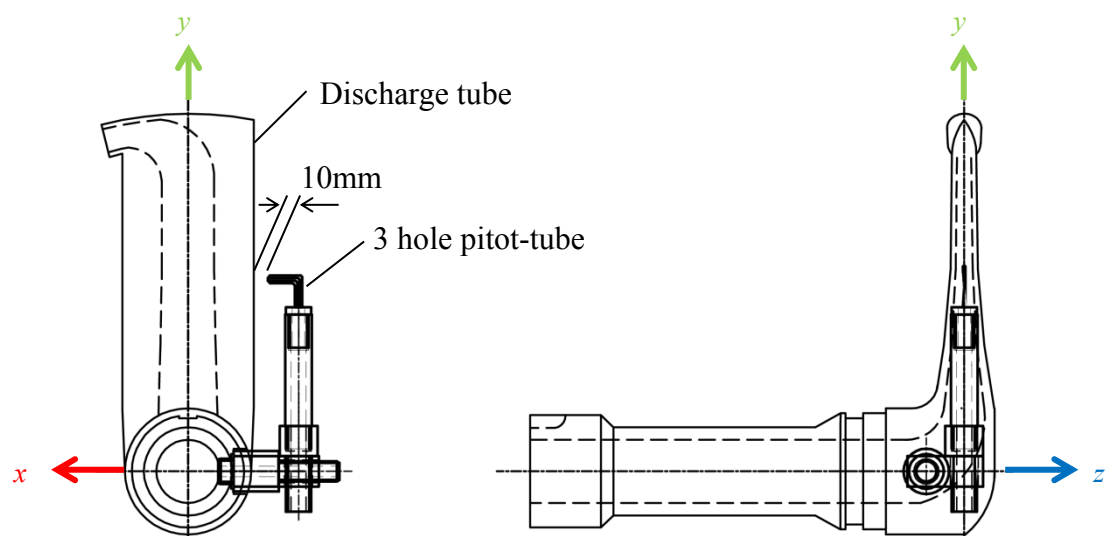
ケーシング内に固定された吐出し管が流れに対して抵抗になることによって、周方向速度が欠損することが予想される．そこで、本節では、回転ケーシング内の吐出し管後方の流動状態を把握するために、吐出し管後方の周方向速度、および半径方向速度の調査を行った．また、比較的吐出し管後流の影響を受けにくいと考えられる吐出し管真下付近についても調査を行った．

2.4.1 ピトー管の準備

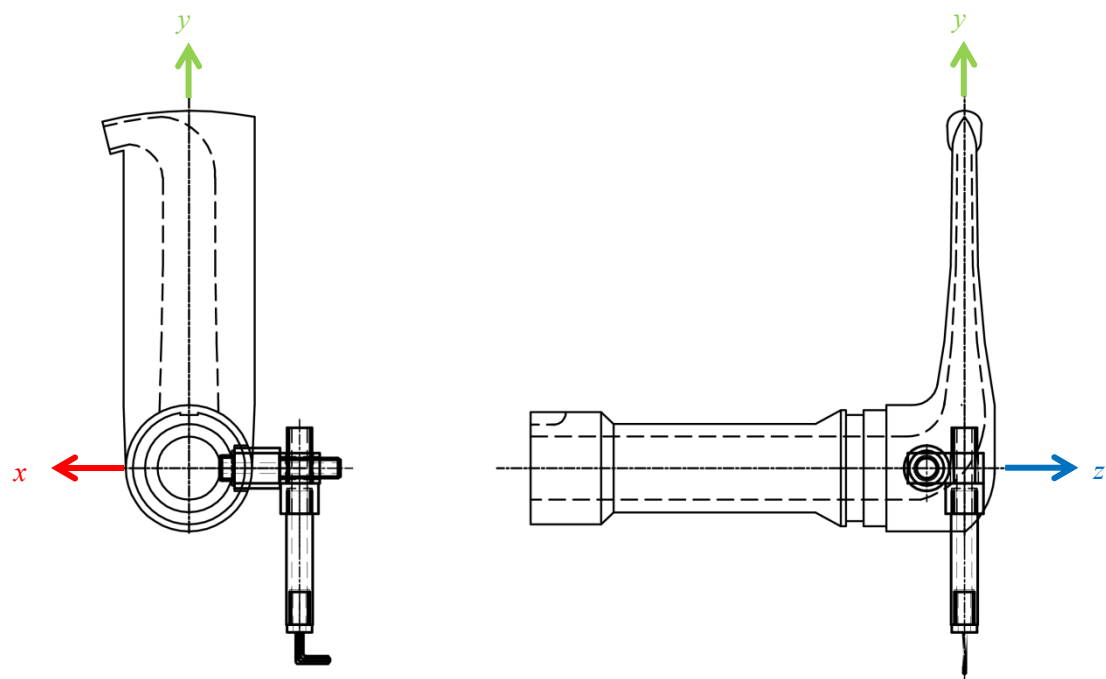
流速の計測は、作製したコブラ型 3 孔ピトー管を図 2.13 のように設置した．図 2.14 にピトー管形状、図 2.15 にピトー管諸寸法を示す．

3 孔ピトー管は、外径 0.8mm のステンレスパイプを流れの影響を受けにくいように縦方向に接着し、上下端面を 45° に切り落とし、ステム先端から測定孔までは 10mm になるように作製した．作製したピトー管は検定した後、吐出し管のボス部に固定される．3 孔ピトー管は速度の κ 方向成分は極めて小さいものとし、二次元面上の流れの方向 β 、全圧および速度を測定するために使用する．3 孔ピトー管の計測高さ r は、ステムを取り換えることによって $r/r_t=0.41, 0.61, 0.86$ に調整可能とし、 z 軸方向の調整も治具を用いることで $z=0, \pm 10, \pm 20\text{mm}$ に設定できる．ここで、 r_t はケーシング最大半径を示している．計測は吐出し管後方 10mm で行う．3 孔ピトー管末端にはそれぞれビニールチューブを接続し、チューブは吐出し管の内部を通して供試ポンプの吐出し側配管上に設けたタップ穴より外部に取り出し、圧力センサ（AP-V80）を用いて計測した．それぞれの流れ方向座標を図 2.16 のように定義する．

実験時の吐出し量の設定は締切状態 ($Q=0$) に設定し、回転速度は $n=500, 1000 \text{ min}^{-1}$ のそれぞれに対し、吐出し管は Tube S および Tube L の 2 形状について調査した．なお、圧力センサは停止時にゼロ設定を行ない、運転時と停止時の差圧を測定した．



(a) 吐出し管後流部の測定位置



(b) 吐出し管真下付近の測定位置

図 2.13 流速計測位置

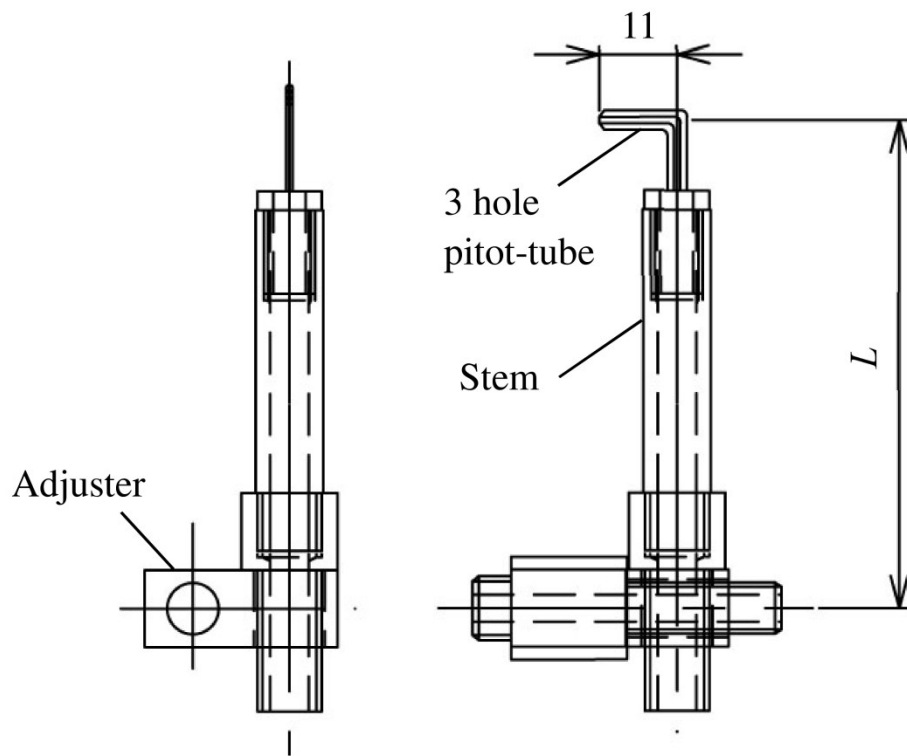
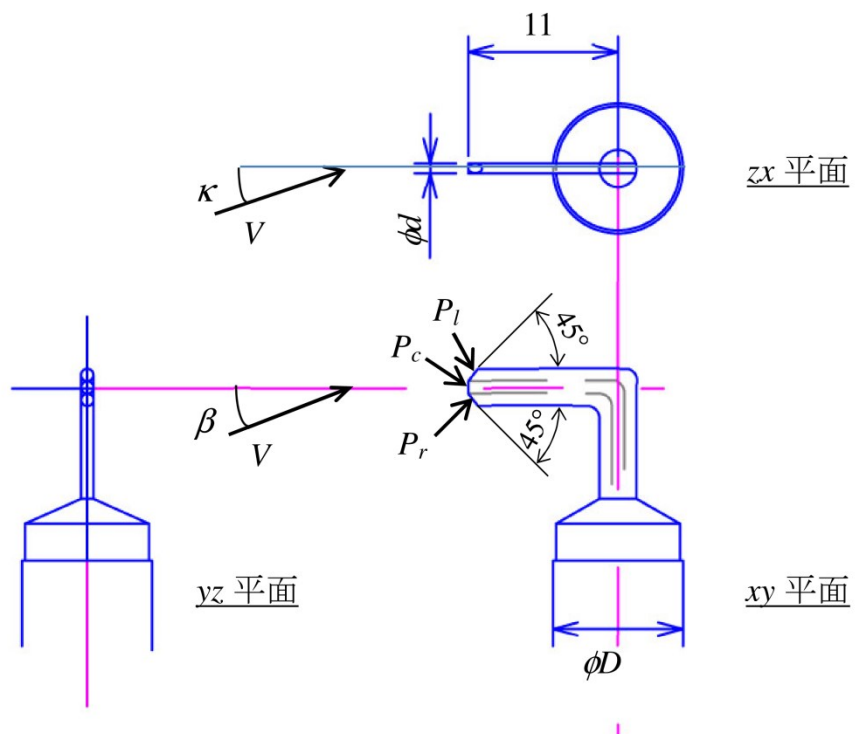


図 2.14 ピトー管形状



| ϕD | ϕd |
|----------|----------|
| 10.5mm | 0.8mm |

図 2.15 ピトー管諸寸法

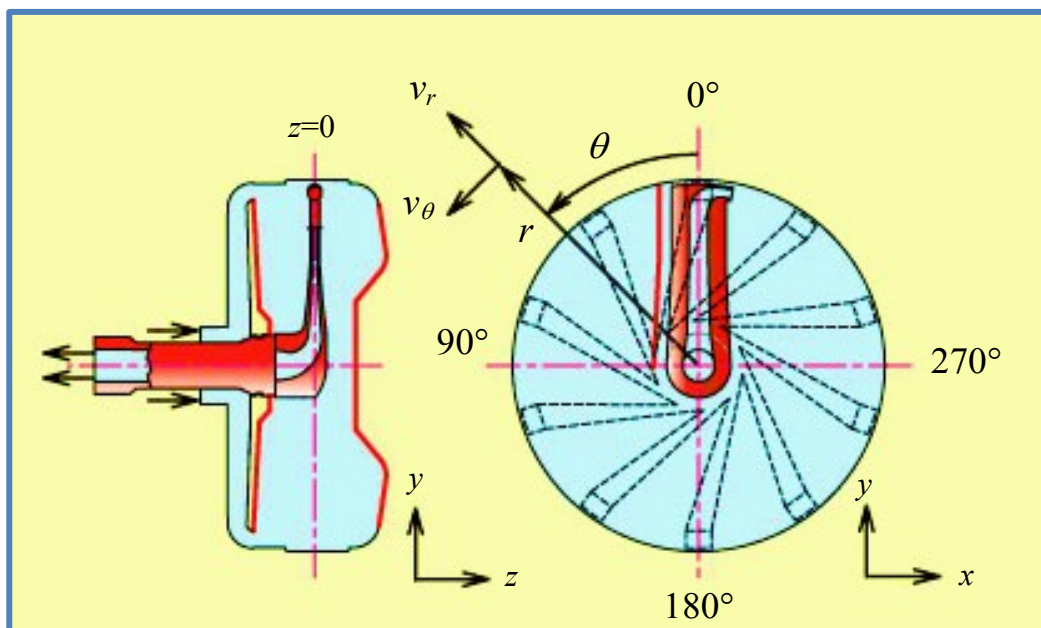


図 2.16 流れ方向座標

2.4.2 ピトー管の検定

作製したコブラ型 3 孔ピトー管を定常的に検定した。なお、検定に使用した二次元風洞を図 2.17、検定装置図を図 2.18 に示す。この風洞内においては流路中央断面上付近の流れ方向が速度によらず一定で、速度（全圧，静圧）は自由に選定できるようになっている。具体的には検定風洞内の速度を種々に変え、それぞれの速度の場合について標準全圧管による全圧 P_t と標準壁面静圧 P_w を求めた後、その全圧管を取り除き、検定するピトー管の受圧孔を標準全圧管の受圧孔と同じ位置に設けて検定した。検定方法は以下の通りである。

- (1) 3 孔ピトー管の全圧受圧孔の向きを流れ方向と一致するようにピトー管を風洞にセットする。
- (2) $\kappa=0^\circ$ において上下の測定差 $(P_l^*-P_r^*)=0$ となるようにピトー管の支柱を回転させた後、 κ を種々に変えても測定差 $(P_l^*-P_r^*)=0$ となることを確認する。つまり、実際の流れ角 β の測定値に及ぼす流路高さ方向速度成分の影響がないことを確かめたことになる。
- (3) $\kappa=0^\circ$ の状態に戻し、標準全圧 P_t 及び標準静圧 P を一定に保ちながら（速度 V を一定に保つことに相当）種々な β' をとること（ピトー管の支柱を順次回転させることによって得られる）で、3 つの受圧孔から得られる圧力 P_l^* 、 P_r^* 及び P_c^* を測定し、図 2.19 に示す角度補正曲線を作成する。このような検定を風洞の流速を種々に変えて行う。
- (4) 以上の検定結果に基づき、全圧係数 K_t 、速度係数 K_v を以下に示す方法で算出する。

標準全圧 P_t 、速度 V 及び静圧 P の関係は

$$\frac{P_t}{\rho} = \frac{P_w}{\rho} + \frac{V^2}{2} \quad (2.20)$$

また、検定の対象とするピトー管から得られる全圧 P_c^* と標準全圧 P_t^* の相違は、 $V=0$ のとき $P_c^* = P_t^* = P_w$ となることから速度によるものと考えられる。したがって、両者の関係は P_t 及び P_w から求まる標準動圧に修正係数 K_t (なお、 K_t は全圧誤差を修正するために用いるので、ここでは全圧係数と呼ぶ) をかけた次式で示される。

$$\frac{P_c^*}{\rho} = \frac{P_w}{\rho} + K_t \frac{V^2}{2} \quad (2.21)$$

式 (2.20)、(2.21) を用いて静圧 P_w を消去すると

$$K_t = 1 - \frac{2(P_t - P_c^*)}{\rho V^2} \quad (2.22)$$

という関係が求まり、検定結果から全圧係数 K_t が算出される (図 2.21)。したがって、検定したピトー管を用いて実測した P_c^* から真の全圧 P_t を求めるときには式 (2.22) を変形した次式を使用する。

$$\frac{P_t}{\rho} = \frac{P_c^*}{\rho} + (1 - K_t) \frac{V^2}{2} \quad (2.23)$$

この場合、上式からもわかるように、3 孔ピトー管を用いて得られる実測値から速度 V を知る必要がある。そこで次に速度係数 K_v を求める。

側圧 P_l^* ($= P_r^*$) についても式 (2.20) と同様の関係が成り立つものとし、修正係数を K_s とおけば

$$\frac{P_l^*}{\rho} = \frac{P_w}{\rho} + K_s \frac{V^2}{2} \quad (2.24)$$

と表され、同時に式 (2.20) を用いて静圧 P を消去すれば速度 V は次式から求まる。

$$K_v = \sqrt{\frac{2}{K_t - K_s}} \quad V = K_v \sqrt{\frac{P_c^* - P_l^*}{\rho}} \quad (2.25)$$

つまり、検定結果を式 (2.25) に代入し、速度係数 K_v を求めておけば、逆に P_c^* と P_l^* の実測値から速度 V が算出できる (図 2.20)。

測定時に極力 $P_l = P_r$ となる様, つまりピトー管に対する流れ角 $\beta = 0^\circ$ とするようにピトー管を回転させるが, ほとんどの場合 $P_l \neq P_r$ となるため角度補正を行う必要がある. そこで補正角 $\Delta\beta$ は図 2.19 を用いて求める. いずれの場合にでも 1 つの曲線で表せられるように横軸を無次元数としている. このとき, 計測値を β , 真の値を β' とすると, これらの関係は

$$\beta' = \beta - \Delta\beta \quad (2.26)$$

で表される. 次にこの補正された β' を用いて, 図 2.20 に示す β - K_v 曲線から K_v を求める. その際, K_v は流速 V (実験流速付近) によってほとんど差はないものとして便宜上, その平均値で取り扱う. この K_v を用いて式 (2.25) から流速が求められ, 目的の流れ角 β と流速 V を得ることができる.

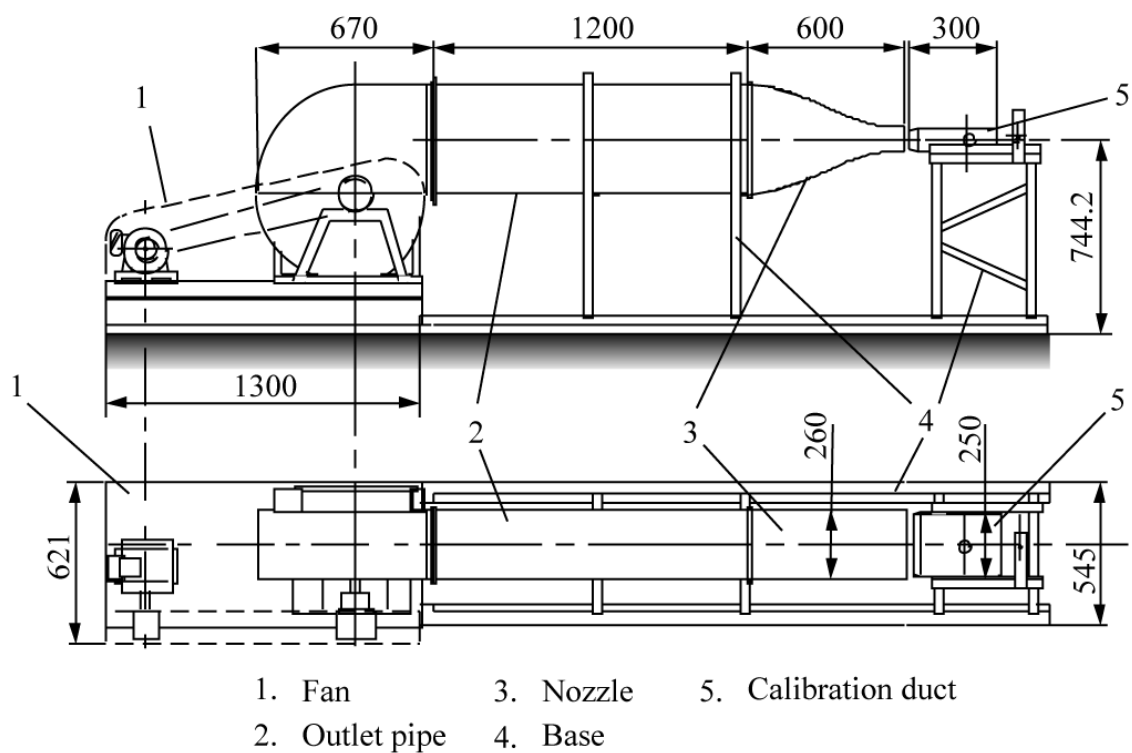


図 2.17 検定用二次元風洞

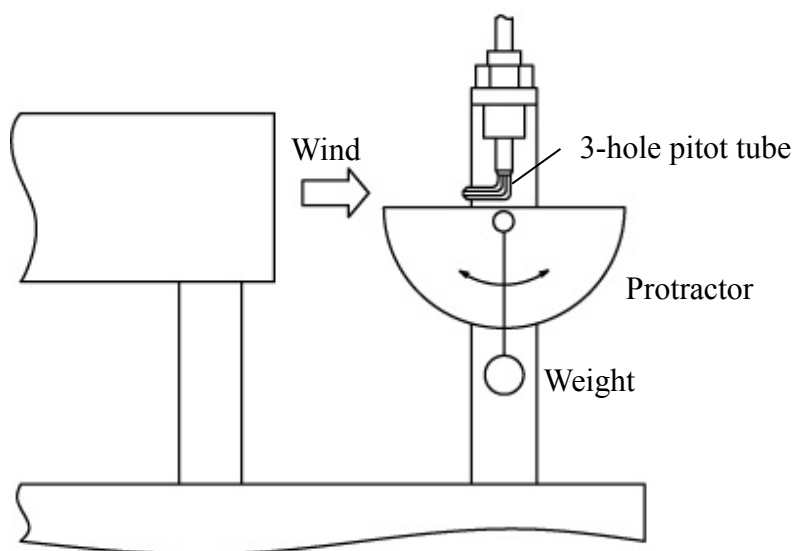


図 2.18 検定装置図

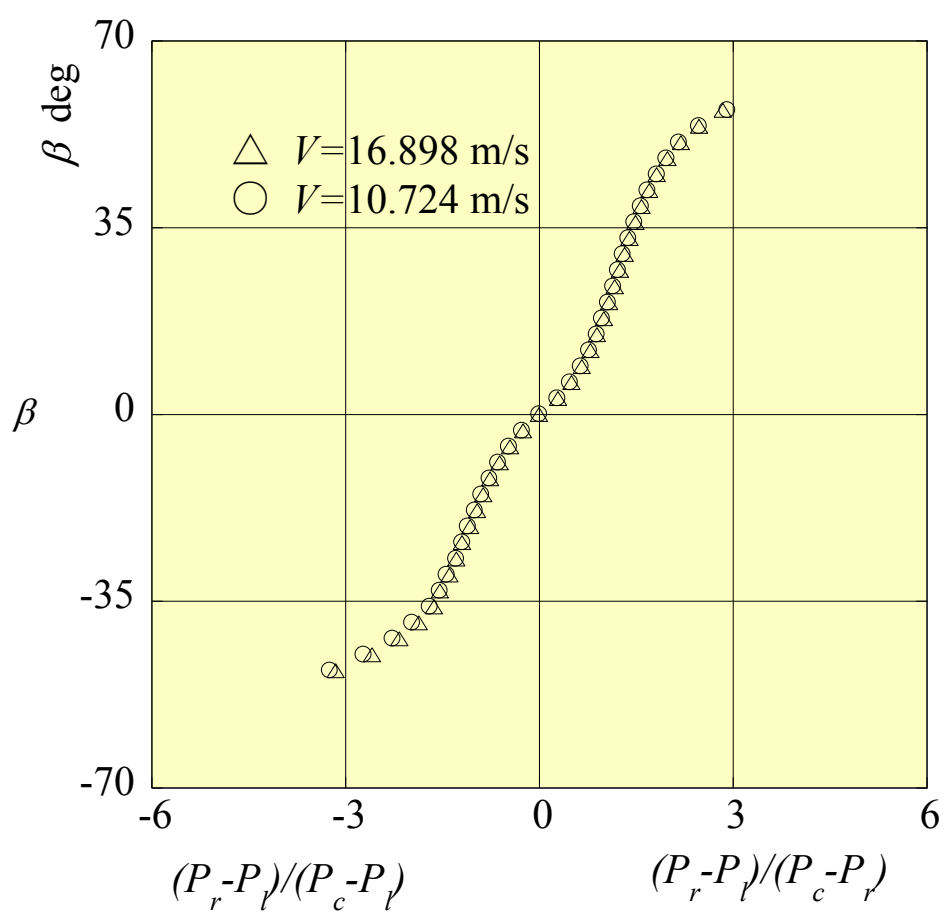


図 2.19 β に対する左右側圧差

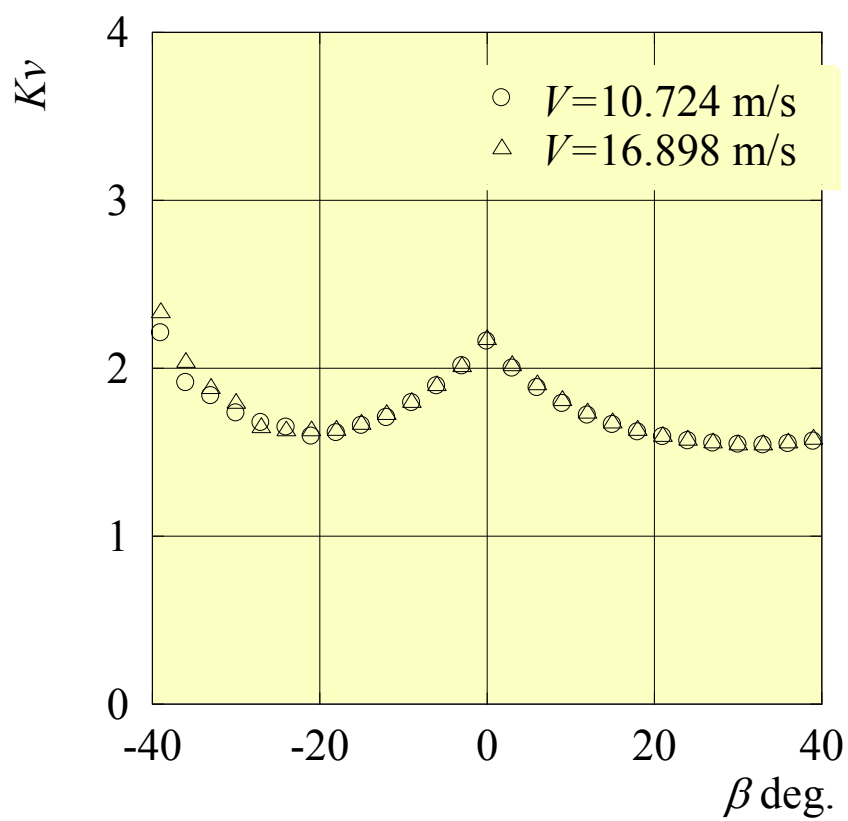


図 2.20 β に対する速度係数 K_v

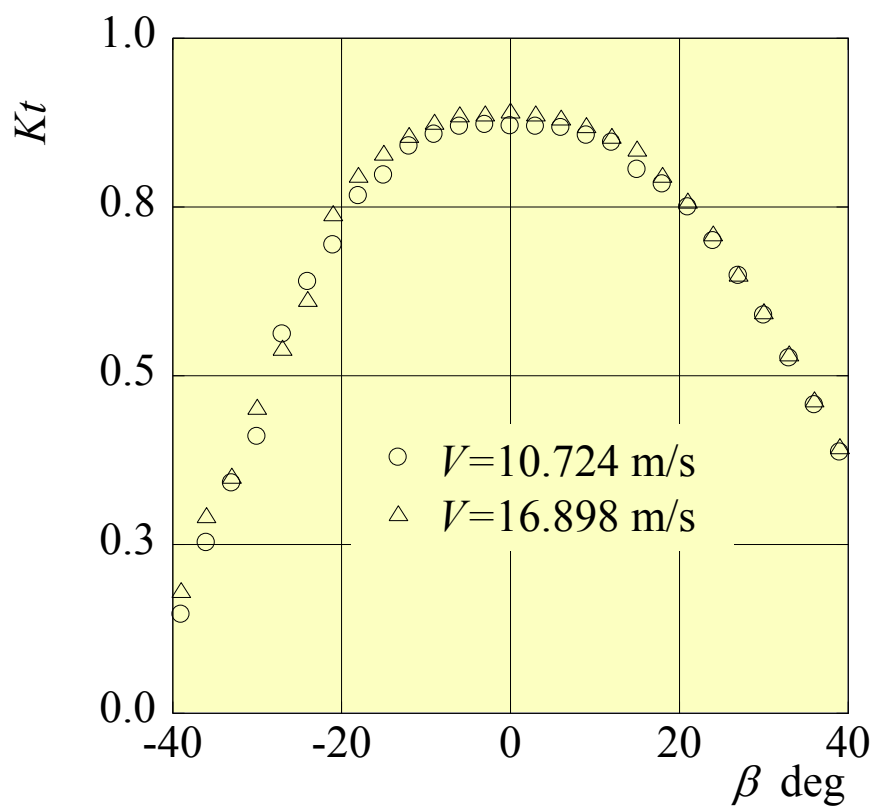


図 2.21 β に対する全圧係数 K_t

2.4.3 流れの様子

吐出し管 Tube S の後方 10mm の位置における周方向速度成分 v_θ (外向きを正とする) について、横軸を半径方向無次元距離 r/r_i 、および、 z 軸方向位置とした場合を図 2.22, 図 2.23 に示す。図 2.22 の縦軸は最大半径位置における周方向速度 $r_i\omega$ で除して無次元化し、図 2.23 の縦軸は各計測半径における周方向速度 $r\omega$ で除して無次元化している。ここに、 r_i はケーシング最大半径、 ω は角速度を示す。また、図中の破線は、ケーシング内が強制渦運動をしていると仮定した場合における式 (1.1) から求まる理論値を示している。前述同様に、Tube L における結果を図 2.24, 図 2.25 に示す。

図 2.22～2.25 より、回転速度 $n=500, 1000\text{min}^{-1}$ における周方向速度は、強制渦運動を示す破線より低い値を示し、それぞれの回転速度における周方向速度を比較すると、回転速度の速い $n=1000\text{min}^{-1}$ の速度低下が大きい。これは、吐出し管の影響、および、回転速度が速くなると流体に作用するトルクも大きくなり、角運動量の変化率も大きくなるためと考えられる。

次に、吐出し管 Tube S と Tube L における半径方向速度 v_r について、横軸に半径方向無次元距離 r/r_i および、 z 軸方向位置とした場合を図 2.26, 図 2.27 に示す。図より、 z 軸方向位置 $z=\pm 10, \pm 20\text{mm}$ において v_r はほぼゼロを示しているが、 $z=0\text{mm}$ では v_r は明らかに負の値を示している。これは、吐出し管後方における周方向速度 v_θ が減速したことに伴い、遠心力が低下したことによって遠心力と圧力勾配による力との釣り合いが保てなくなった結果、半径内向きに向う二次流れが生じていると考えられることができる。

吐出し管の後流の影響を受けにくいと思われる吐出し管の真下付近の $z=0\text{mm}$ における周方向速度 v_θ および半径方向速度 v_r の結果を図 2.28 に示す。図の横軸は半径方向無次元距離 r/r_i を示し、縦軸は周方向速度 v_θ と半径方向速度 v_r を最大周方向速度 $r_i\omega$ で除して無次元化している。ただし、破線は強制渦運動における理論値、 ω は角

速度を示す．吐出し管 **Tube S** の周方向速度 v_θ および，半径方向速度 v_r は，ともに理論値に近い傾向を示しているが，**Tube L** の周方向速度 v_θ は，理論値より低くなっている．これは，吐出し管 **Tube L** の外観形状が **Tube S** よりも太いことによって，後流の影響が残っていることを意味し，そのため周方向速度が主流に対して十分回復できていないと考えることができる．ちなみに，半径方向速度 v_r は，どちらの吐出し管の場合でも値はほぼゼロを示しており，吐出し管の真下付近では半径内向き流れは確認されない．

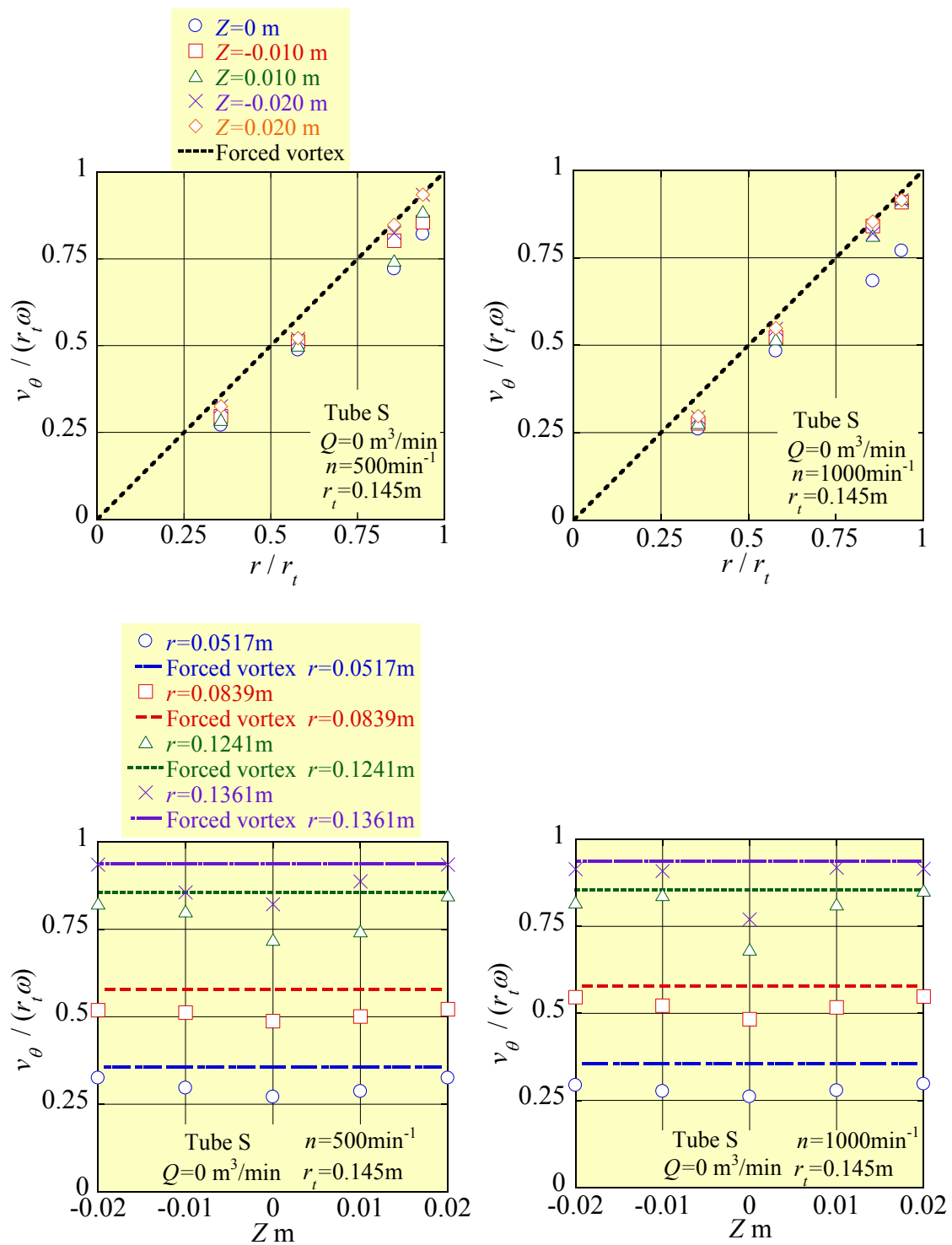


図 2.22 $r_t \omega$ で無次元化した周方向速度分布 (Tube S)

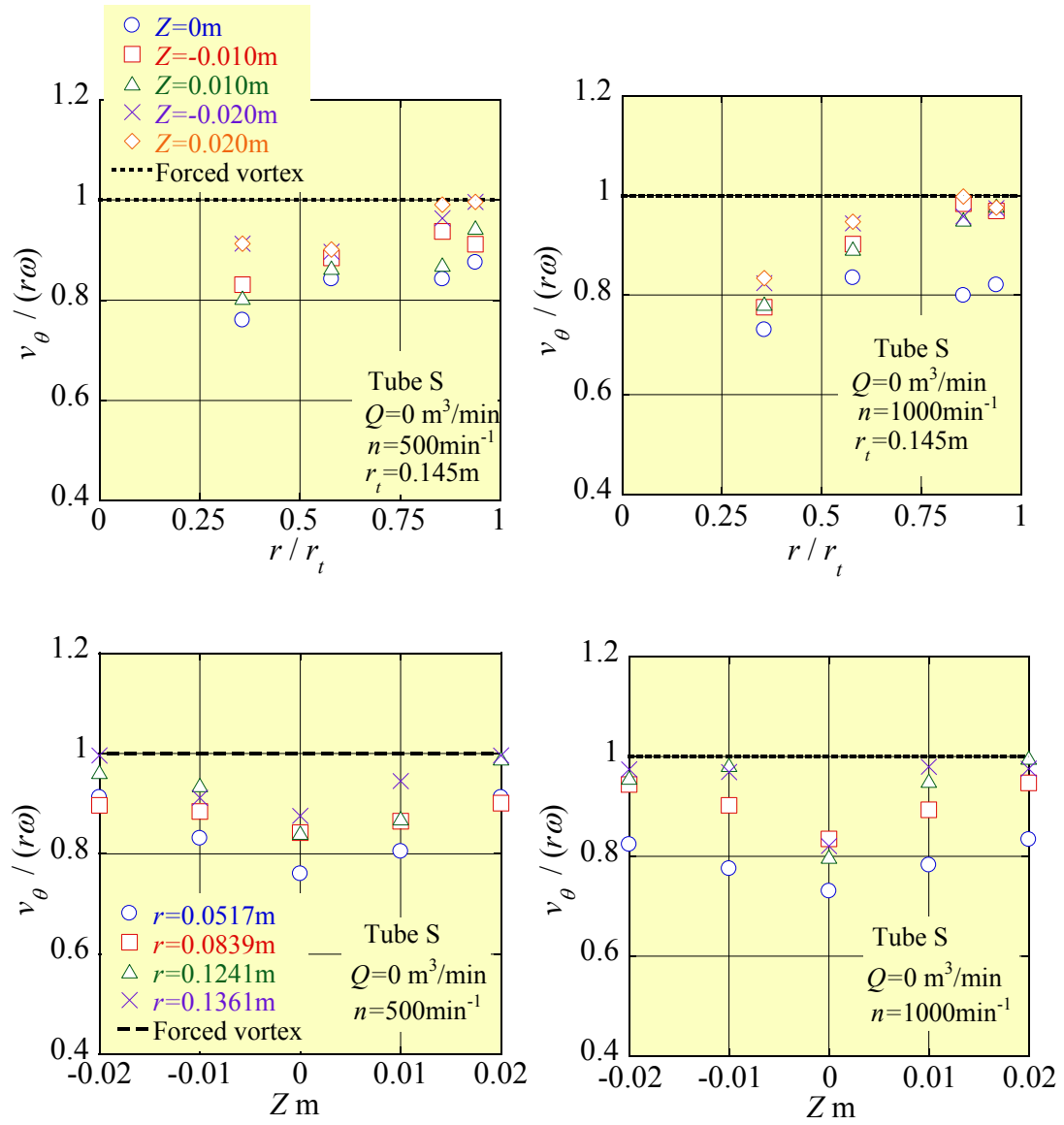


図 2.23 $r\omega$ で無次元化した周方向速度分布 (Tube S)

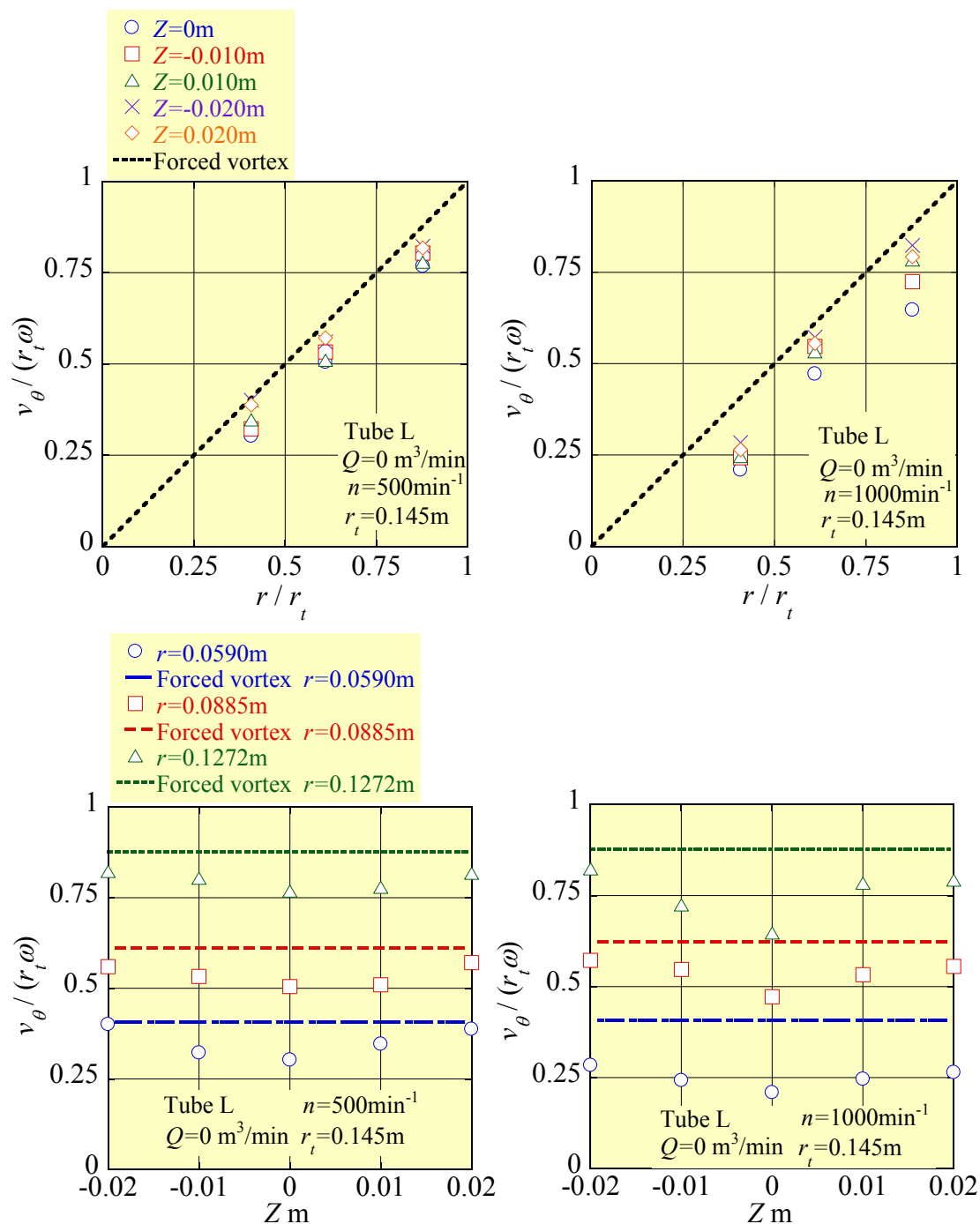


図 2.24 $r_t \omega$ で無次元化した周方向速度分布 (Tube L)

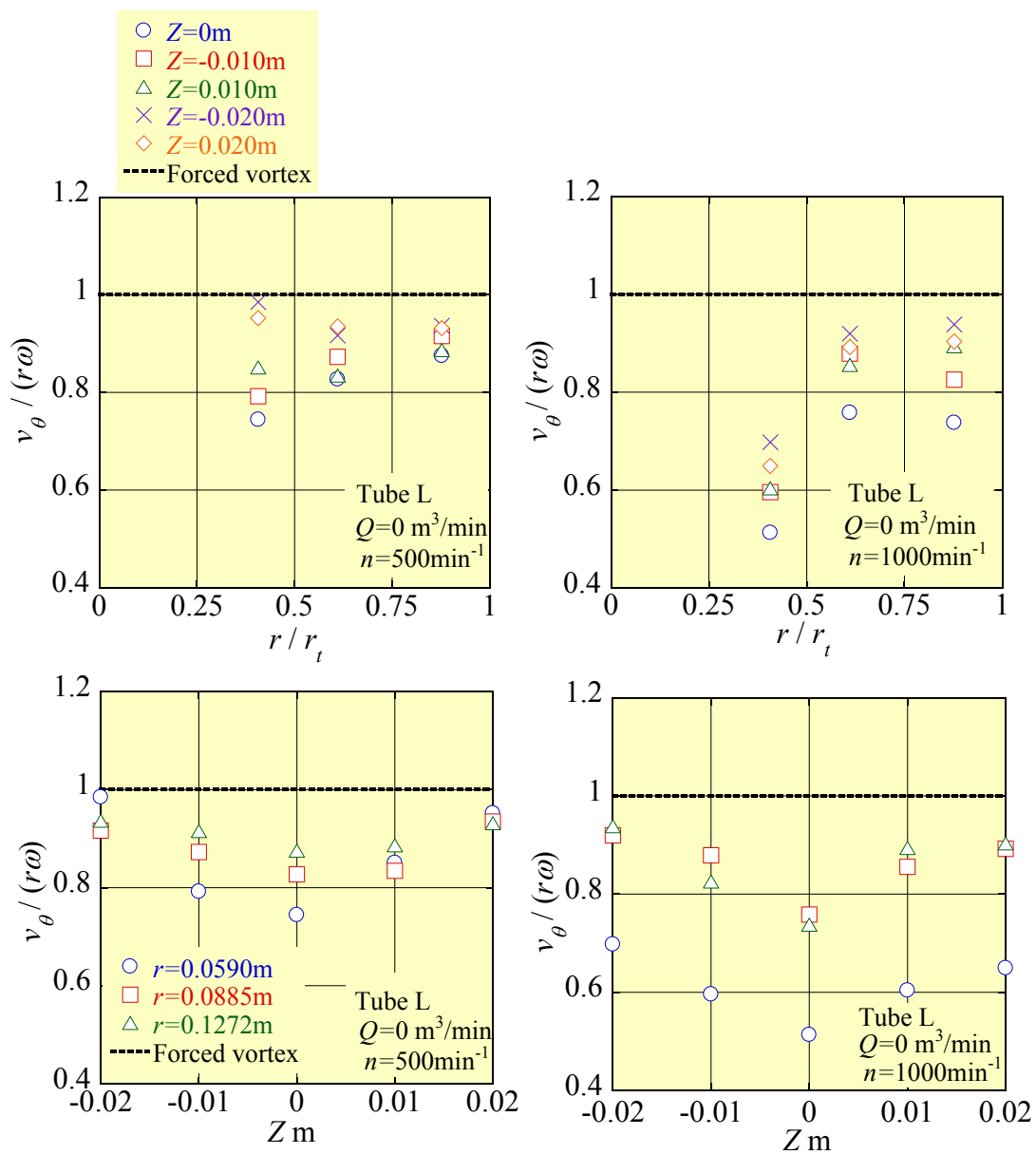


図 2.25 $r\omega$ で無次元化した周方向速度分布 (Tube L)

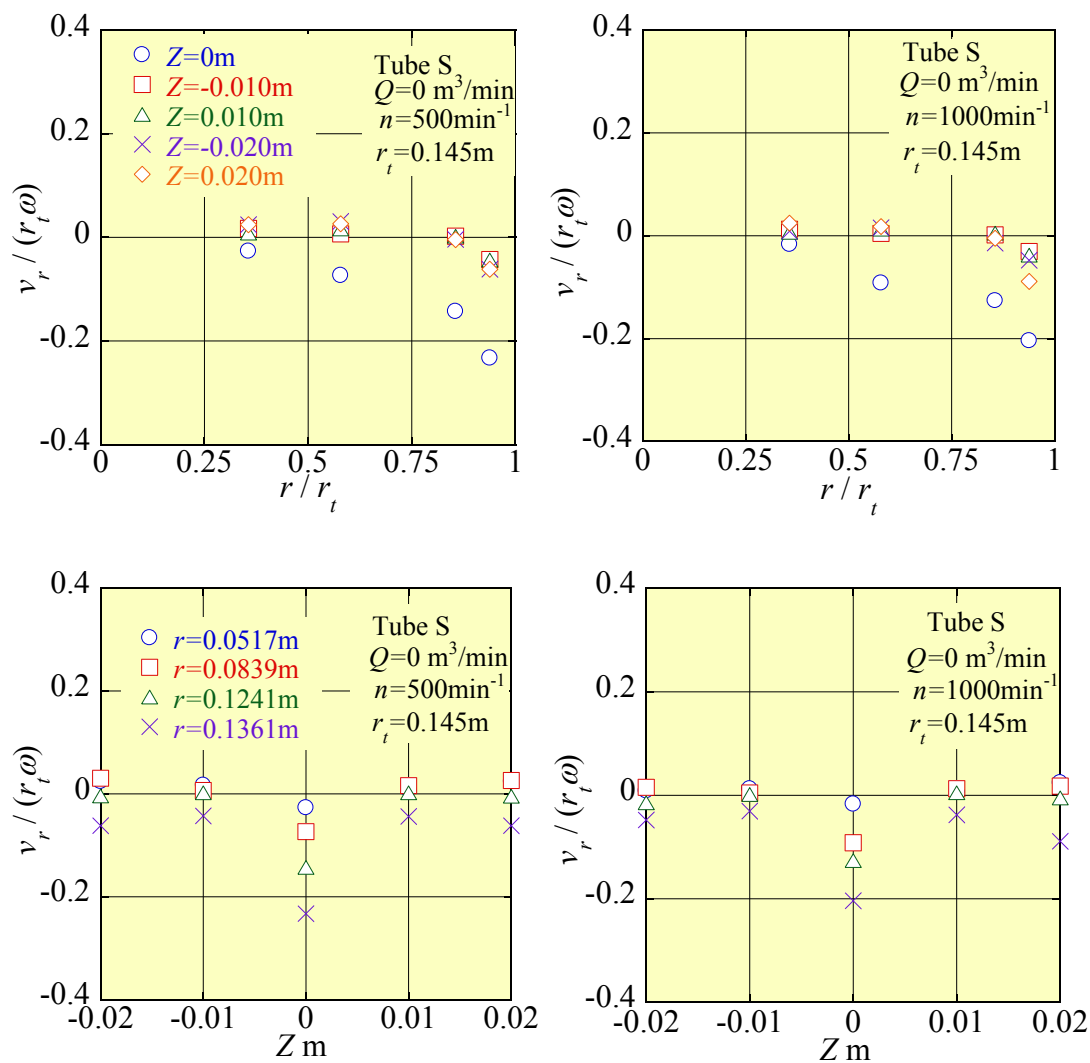


図 2.26 $r_t \omega$ で無次元化した半径方向速度分布 (Tube S)

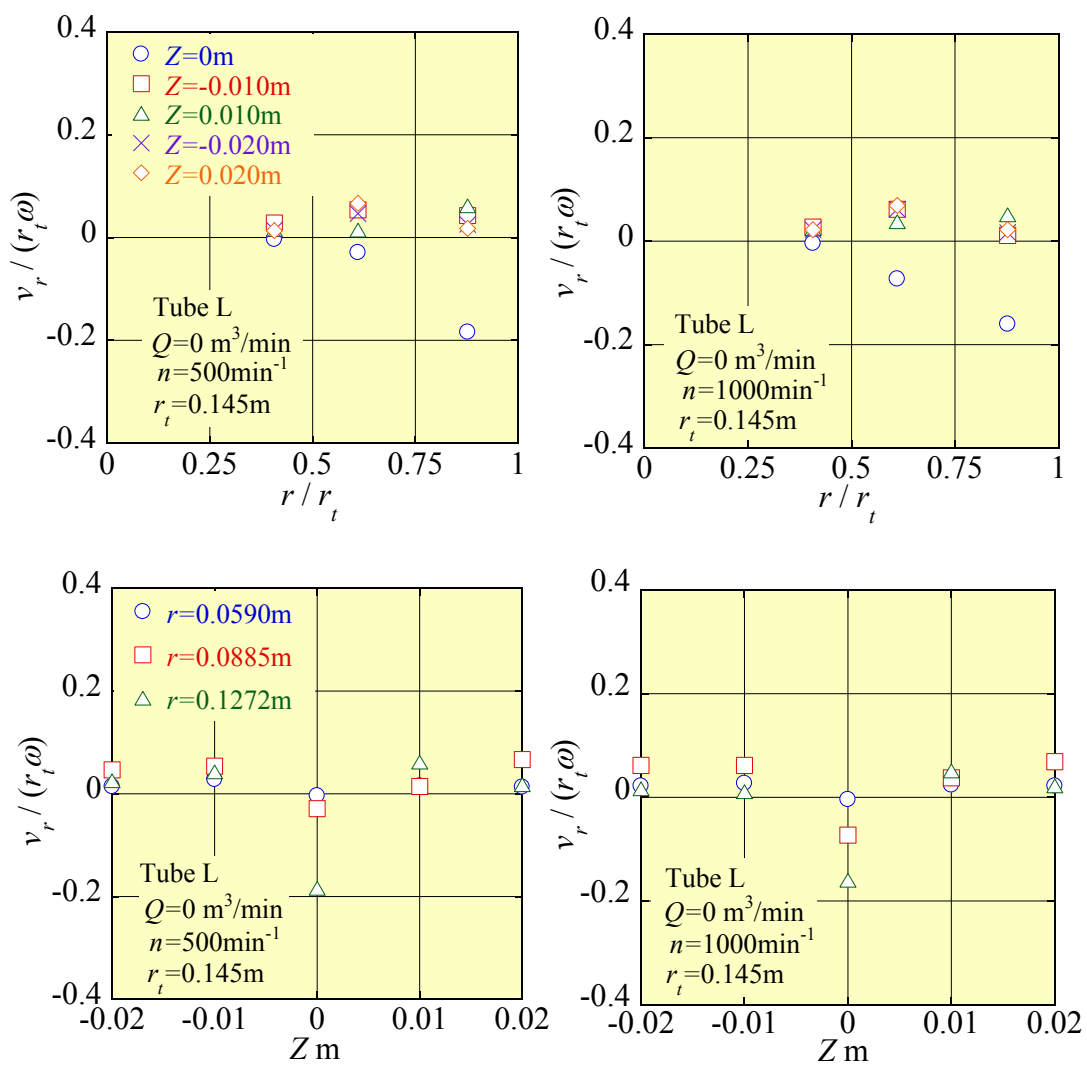


図 2.27 $r_t \omega$ で無次元化した半径方向速度分布 (Tube L)

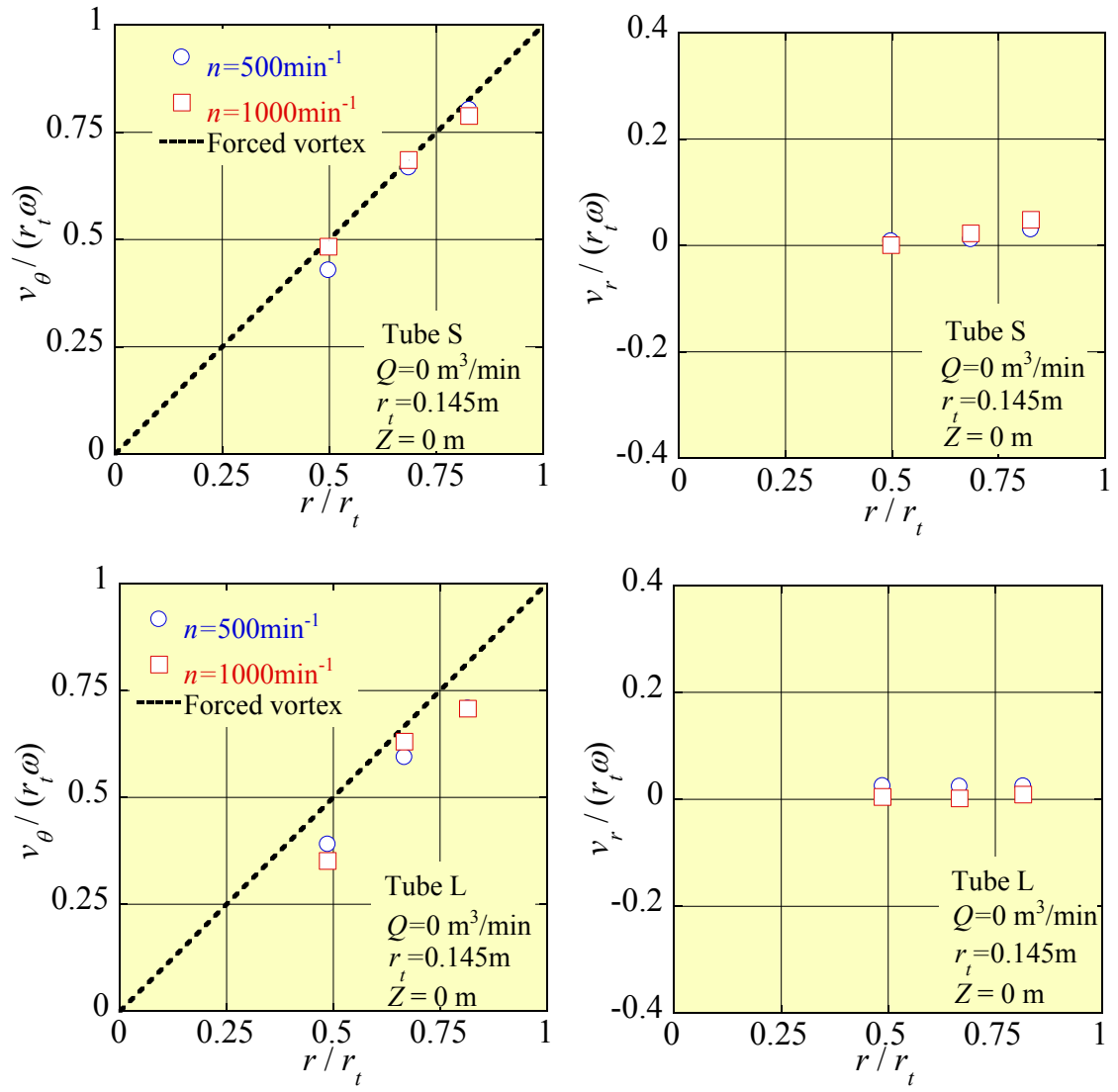


図 2.28 吐出し管から測った中心角 180° の位置付近における
周方向速度分布と半径方向速度分布

2.5 結言

ピトー管形ポンプの特性を調査するために、供試ポンプに用いられる 3 種類の吐出し管毎のポンプ性能を実験により明らかにした。また、ポンプケーシング内部の流動状態を把握するため、ケーシング内の圧力分布、および周方向速度、半径方向速度を実験により示した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) ピトー管形ポンプの性能は、一般的なうず巻ポンプと同様に回転速度に依存した相似特性を備えている。
- (2) 回転ケーシング内の流れは、概ね強制渦運動である。
- (3) 回転ケーシング側壁の羽根間流路損失や吐出し管によって生じる水力損失を無視すれば、理論揚程式 (1.7) を用いてポンプ揚程は予測できる。
- (4) 吐出し管後方には後流が存在し、回転速度が速くなるとその存在は顕著になる。
- (5) 吐出し管の後流には、遠心力と圧力勾配による力との釣り合いが保てなくなった結果、半径内向きに向う二次流れが生じる。
- (6) 吐出し管の外観形状が太い場合、回転ケーシング内の周方向速度が十分に回復できない。これは、吐出し管の外観形状がポンプ性能に与える影響は大きいことを意味する。

第 3 章

商用数値シミュレーション結果の妥当性

3.1 緒言

3.2 数値シミュレーション

3.2.1 計算コード

3.2.2 シミュレーション領域

3.3 数値シミュレーション結果

3.3.1 ポンプ性能

3.3.2 ケーシング内の流れ

3.4 結言

3.1 緒言

コンピュータの高性能化・大容量化によって、1990年代には、ターボポンプにおける数値シミュレーション法の活用は成熟期に入り、乱流モデルやキャビテーション流れの問題を除けば、流れの速度場、渦度場、圧力場などの三次元構造が詳細に求めることができるようになってきた⁽²⁶⁾。しかしながら、本研究で扱うターボポンプの一種であるピトー管形ポンプは、独特な構造をしているため研究報告が極めて少なく、まして数値シミュレーション法を用いた報告は見当たらない。事実、既存のピトー管形ポンプの形状等は、経験に基づいて試行錯誤によって設計されているのが現状である。

そこで、本章では汎用熱流体計算コード ANSYS CFX-12.1⁽²⁷⁾を用いてピトー管形ポンプに数値シミュレーション法が適用できるか否かについて、吐出し量 Q 、全揚程 H 、軸動力 L_d およびポンプ効率 η の各パラメータを用いて、前章の実験結果とシミュレーション結果を比較することにした。

3.2 数値シミュレーション

3.2.1 計算コード

本研究では、CFD 計算に汎用熱流体計算コードである市販ソフト ANSYS CFX-12.1 を用い（付録 A 参照）、供試ポンプにおける定常計算を行った。以下に CFX-12.1 の特徴を示す。

CFX-12.1 は回転機械をはじめ数々の機械工学問題に対応している総合 CFD 解析ソフトである。航空、機械、建築、化学分野はもちろんのことエネルギー、環境、医療、バイオ分野においても広く活用されている。Navier-Stokes 方程式を高速かつ確実に解くことは CFD 計算の重要な課題であるが、この CFX-12.1 は、全グリッド・ノードについて全流体力学方程式を同時に解く計算手法を備えている。これは、支配方程式の各式を順次解いていくことによる収束性の遅れを克服している。この手法は式間の連成の強い流れに有利であり、特にコリオリ項の強い流れや強い圧力勾配を伴う高速流れ等に優れた性能を発揮すると考えられる。また、格子作成からポストプロセッサまでに対応しており、その格子は非構造格子であるテトラ、ヘキサ、ピラミッド、プリズム形状に適用でき、自動メッシュ生成機能により高品質のメッシュを簡単に素早く得ることができる。さらにパラレル性能に優れ、省メモリ・高速・高精度・高ロバスト性を兼ね備えており、グリッドを各プロセッサに適した大きさに自動分割しパラレル計算を行う機能を持ち、構造格子並みの精度・収束性を実現している。同時に多用な検証を経ており、十分信頼できるものであるといえる。

3.2.2 シミュレーション領域

はじめに，供試ポンプの数値シミュレーションモデルを 3D-CAD ソフト CATIA (V5-R17) を用いて作図した (図 3.1)．数値シミュレーションモデルは，計算時間短縮のため，吐出し管と回転ケーシングの隙間をゼロに設定し，その他は設計図面通り詳細にモデル化している．また，作図したデータを格子作成ソフト ICEM CFD (V12.1) に取り込み，各領域における計算格子を作成し，汎用熱流体解析コード CFX-12.1 を用いて境界条件の設定を行った．

本研究に用いた計算格子の概要について説明する．供試ポンプモデルの吸込み側および吐出し側に助走区間として付属させたパイプ，および主流部を Tetra 格子で作成し，壁面近傍は Prism 格子で作成し，その他の領域は Tetra 格子で作成した．壁面から垂直方向第 1 格子点までの距離は次式で示される．

$$\Delta y = Ly^+ \sqrt{74} Re_L^{-13/14} \quad (3.1)$$

ここで， Δy は壁面から最初の node までの実際の距離， L は流れ長さのスケール， y^+ は壁面からの無次元距離を表す壁座標， Re_L は長さスケール L に基づいたレイノルズ数を表す．乱流モデルとして SST モデルを採用することを考慮し，低レイノルズ型の恩恵を十分に得るため， $y^+ < 2$ となるように設定する．すなわち，壁面から第 1 格子点までの距離は，回転ケーシング，および吐出し管内壁で $5 \mu\text{m}$ 程度となる．Prism 格子は，格子最終層（壁面から 0.5mm 程度）まで指数的に格子点間距離を増加させている．数値シミュレーションは，吐出し管 Tube S，および Tube L について行なった．図 3.2 に供試ポンプの数値シミュレーションモデルを示し，図 3.3 に計算領域を示す．

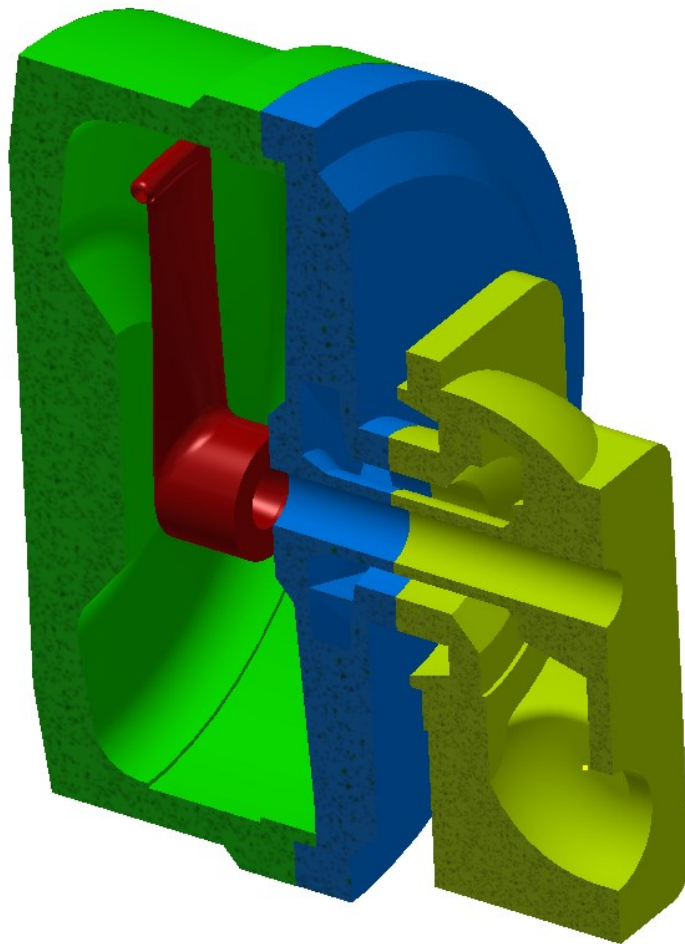
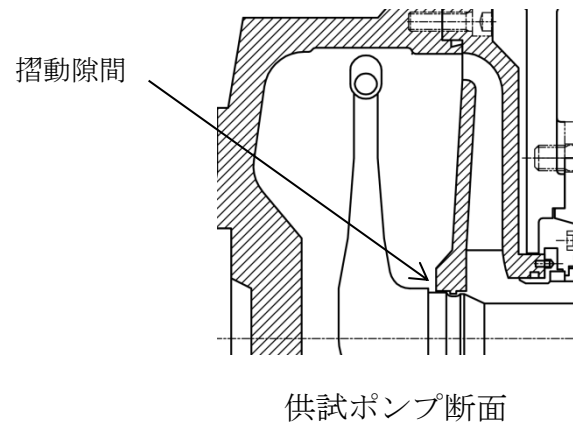
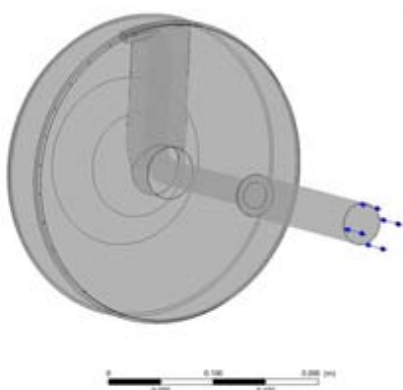
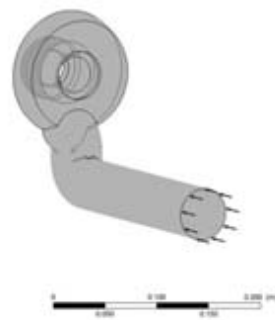


図 3.1 数値シミュレーション CAD モデル断面 (Tube S)

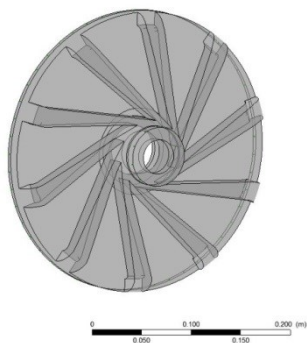


Rotating Casing, Discharge tube
& Outlet Pipe



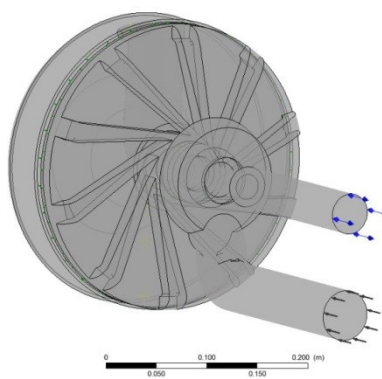
Manifold & Inlet Pipe

(a) Stationary Domain



Impeller channel

(b) Rotational Domain



(c) Total Domain

図 3.2 数値シミュレーションモデル (Tube L)

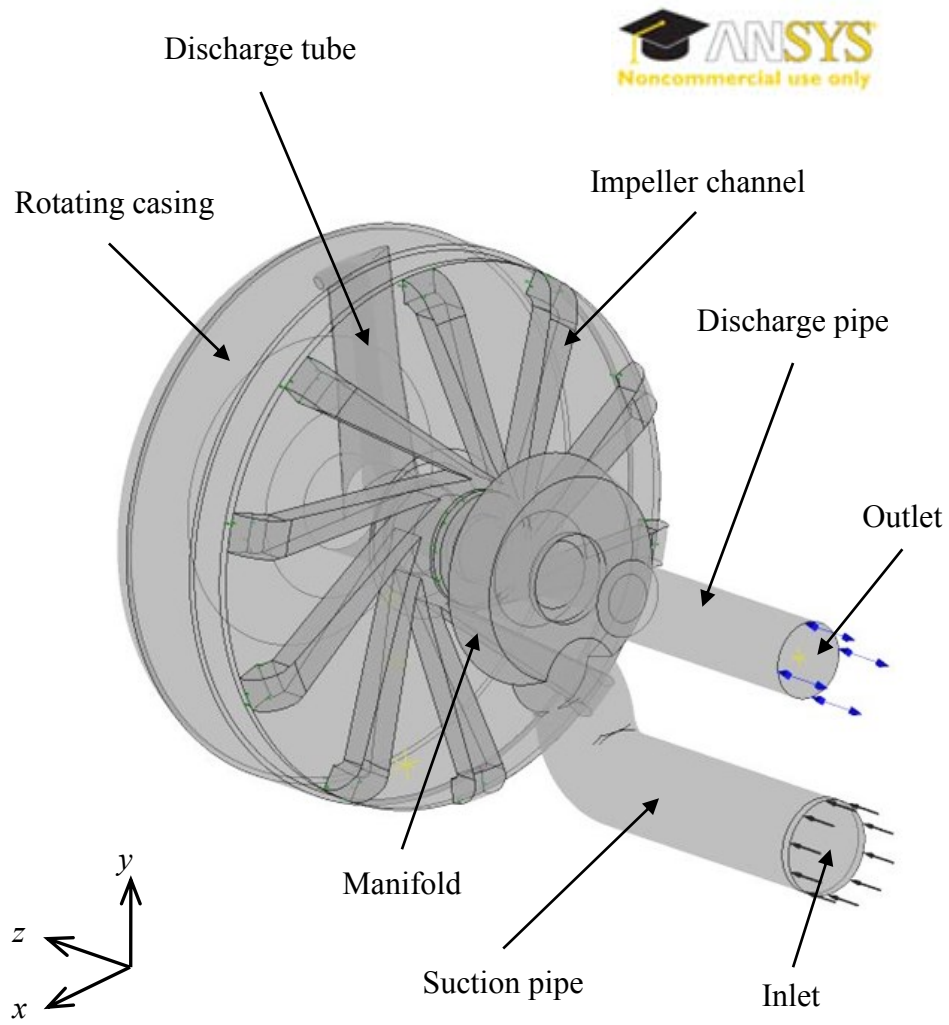


図 3.3 計算領域 (Tube S)

表 3.1 に供試モデルの境界条件を示す．回転領域には回転速度を与えた．また，静止領域の回転ケーシング壁面は **Wall Velocity** とし，滑り無し条件として回転領域と同じ回転速度を与えた．乱流モデルには，はく離領域の開始位置や領域を高精度に予測できる **SST** モデルを用い，移動境界条件には **Frozen Rotor** を用いた．ポンプ吸込み口には質量流量を与え，吐出し口は実験で得られた静圧を与え，水単相の定常計算を行った．

表 3.1 境界条件

| <i>Rotational Domain</i> | <i>Stationary Domain</i> | <i>Interface</i> |
|--------------------------|--------------------------|------------------------------|
| Impeller channel | Rotating Casing | Impeller In |
| | Discharge tube | Impeller Out |
| | Manifold | Pump In |
| | Inlet Pipe | Pump Out |
| | Outlet Pipe | |
| <i>Simulation Type</i> | Steady State | |
| <i>Fluids List</i> | Water(25°C, 997kg/m³) | |
| <i>Turbulence Model</i> | SST model | |
| <i>Rotational Speed</i> | Tube S | 1000, 1500 min ⁻¹ |
| | Tube L | 1000 min ⁻¹ |
| <i>Frame Change</i> | Frozen Rotor | |

3.3 数値シミュレーション結果

3.3.1 ポンプ性能

数値シミュレーション法の妥当性を検証するために、吐出し管 Tube S, および Tube L におけるポンプ実験結果と数値シミュレーション結果の性能比較を行った。各計算格子数を表 3.2 に、吐出し管 Tube S の回転速度 $n=1000$, および 1500min^{-1} における性能比較を図 3.4, 吐出し管 Tube L の回転速度 $n=1000\text{min}^{-1}$ における性能比較を図 3.5 に示す。図中の各値は、それぞれの吐出し管の実験における最高効率点の値で除して無次元化してある。図の横軸は吐出し量, 縦軸はポンプ揚程, 軸動力, およびポンプ効率を表し, 図 3.4 中の S_{bep} は吐出し管 Tube S の実験における最高効率点の値, 同様に図 3.5 中の L_{bep} は吐出し管 Tube L の実験における最高効率点の値を示す。また, 数値シミュレーション結果を線, 実験結果をプロットにて示している。

図 3.4, 図 3.5 共に数値シミュレーション結果において、吐出し量に対する軸動力が実験値と一定の間隔で低く見積られている。すなわち、羽根作用とケーシング内の流れに与える角運動量が低く見積られていることを意味しており、そのため、吐出し管取水口の全圧も低下することから、ポンプ揚程もほぼ一定値で低下している。幸いなことに、損失が寄与するポンプ揚程と軸動力の吐出し量に対する傾向が実験結果とほぼ同じであることから、両者の効率はほぼ一致している。このことは、ケーシング内の流れのシミュレーションが良好になれば性能予測が可能なことを示している。

表 3.2 計算格子数

Tube S

| Number of | Rotational Domain | Stationary Domain | Total Domain |
|-----------|-------------------|-------------------|--------------|
| Nodes | 248,794 | 751,622 | 1,000,416 |
| Elements | 712,035 | 1,892,411 | 2,599,904 |

Tube L

| Number of | Rotational Domain | Stationary Domain | Total Domain |
|-----------|-------------------|-------------------|--------------|
| Nodes | 248,794 | 955,054 | 1,203,848 |
| Elements | 712,035 | 2,604,446 | 3,316,481 |

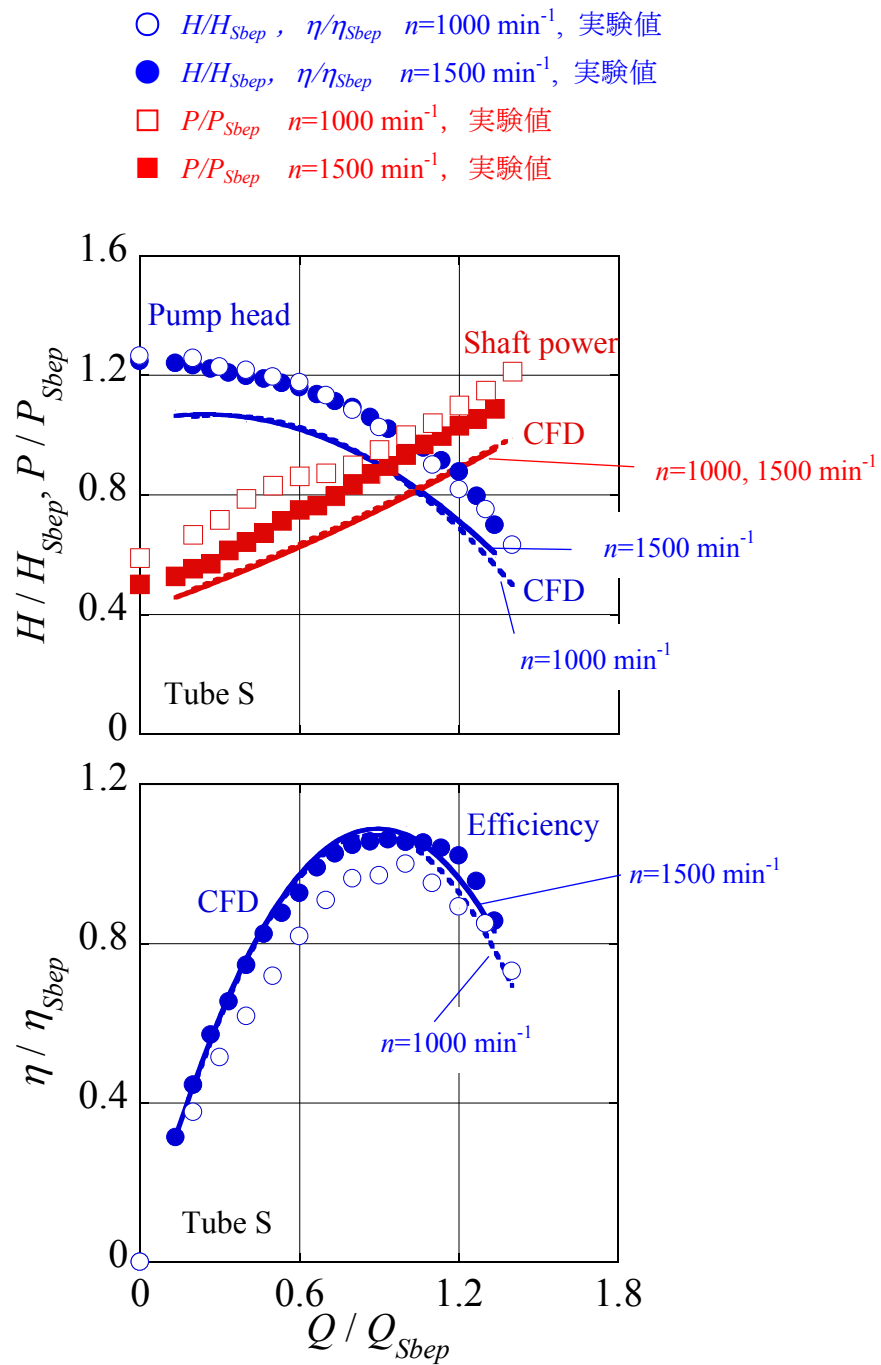


図 3.4 ポンプ性能比較 Tube S
(回転速度 $n=1000, 1500 \text{ min}^{-1}$)

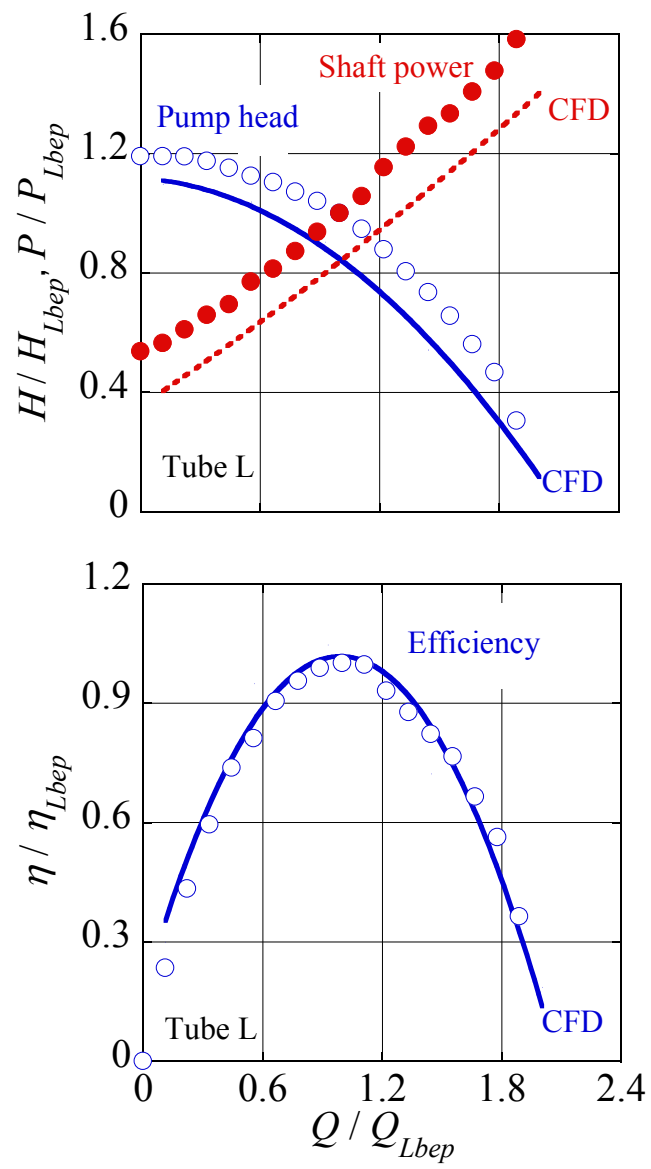


図 3.5 ポンプ性能比較 Tube L
(回転速度 $n=1000 \text{ min}^{-1}$)

3.3.2 ケーシング内の流れ

次に、ケーシング内の流れについて実験結果と数値シミュレーション結果の比較を行った。吐出し管 Tube L を対象とし、ケーシング内の半径方向圧力分布について、吐出し管から測った中心角 180° の位置付近における実験結果と数値シミュレーション結果を低流量側と高流量側で比較したものを図 3.6 に示す。図の横軸は計測半径 r をケーシング最大半径 r_t で除して無次元化して示し、縦軸は圧力係数 C_p' を示す。ここに、圧力係数 C_p' は下式より求められる。

$$C_p' = \frac{p - p_s}{\frac{1}{2} \rho r_t^2 \omega^2} \quad (3.2)$$

式 (3.2) 中の p は計測半径位置における圧力を示し、 p_s はポンプ吸込み側の圧力、 ω は角速度である。また図中のプロットは各実験結果を示し、青色と赤色の破線は各数値シミュレーション結果である。

数値シミュレーション結果の圧力係数 C_p' の値がケーシング内周側で実験結果より大きくなっているが、これは、数値シミュレーションモデル（図 3.1 参照）では吐出し管と回転ケーシングの隙間をゼロに設定しているため、圧力低下していないと考えられる。ケーシング外周側の吐出し管取水口付近では、圧力係数 C_p' は実験結果、およびシミュレーション結果ともによく一致している。

続いて、吐出し管 Tube L の後縁から 10mm の位置における流速分布を確認した結果を図 3.7 に示す。図の横軸は z 軸方向位置を表し、縦軸はそれぞれ周方向速度 v_θ と半径方向速度 v_r をケーシング最大半径位置における周方向速度 $r_t \omega$ で除して無次元化している。ただし、 ω は角速度である。ここで、図中の各プロットは実験結果を示し、各線は数値シミュレーション結果を示す。図 3.7 の上段より、実験結果、および数値シミュレーション結果ともに周方向速度成分 $v_\theta / r_t \omega$ が $z=0$ において著しく低下してお

り，吐出し管後方において後流が存在することを意味する．また，図 3.7 の下段より，半径方向速度成分 $v_r/r_t\omega$ が吐出し管後方 $z=0$ においてともに負の値を示していることは，前章 2.4 節でも触れた通り，半径内向きの二次流れの存在を示すものである．さらに，高流量側では，吐出し管後方 $z=0$ の半径方向速度が数値シミュレーションでやや低下が大きいものの，その傾向は実験結果と近似している．これらの結果から，ケーシング内の流れの傾向は，数値シミュレーション法で概ね捉えることができることを確認した．一方で，前項で述べた通り，数値シミュレーションでは，回転ケーシング内における角運動量が低く見積られる傾向があることから，後流による影響度も数値シミュレーションでは低く見積られるため，数値シミュレーション法では周方向速度が小さくなることが考えられる．

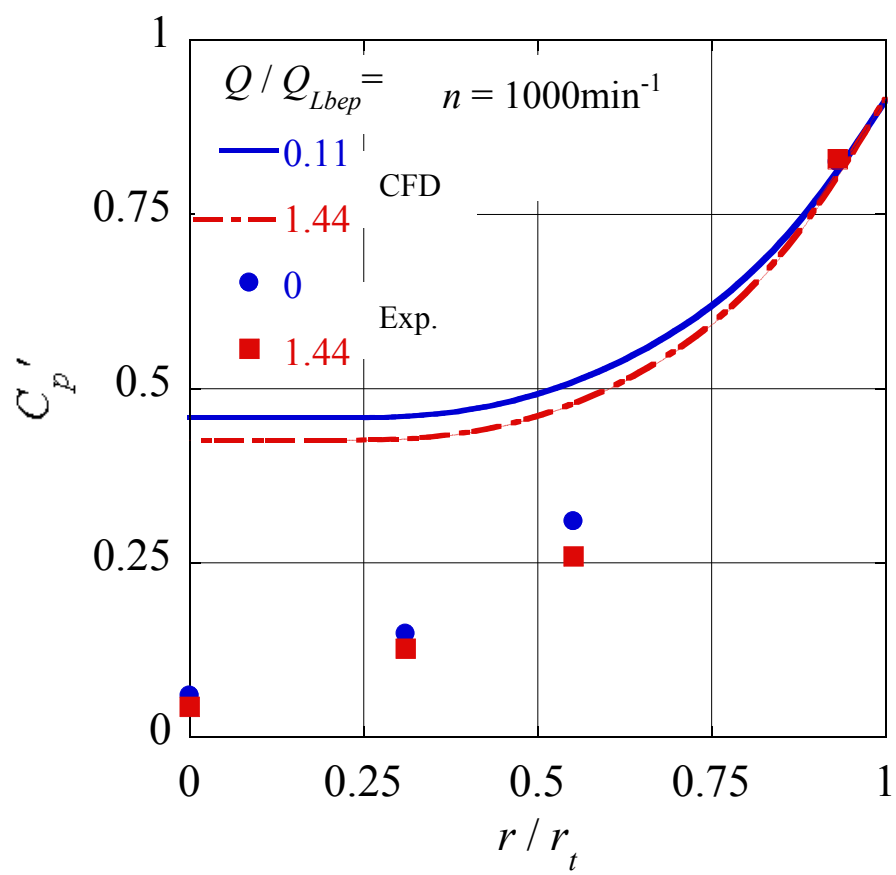
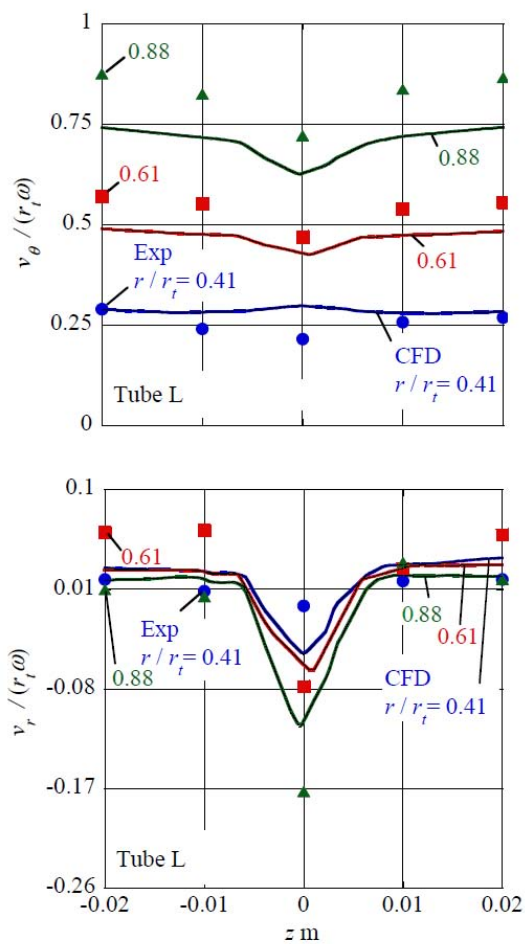


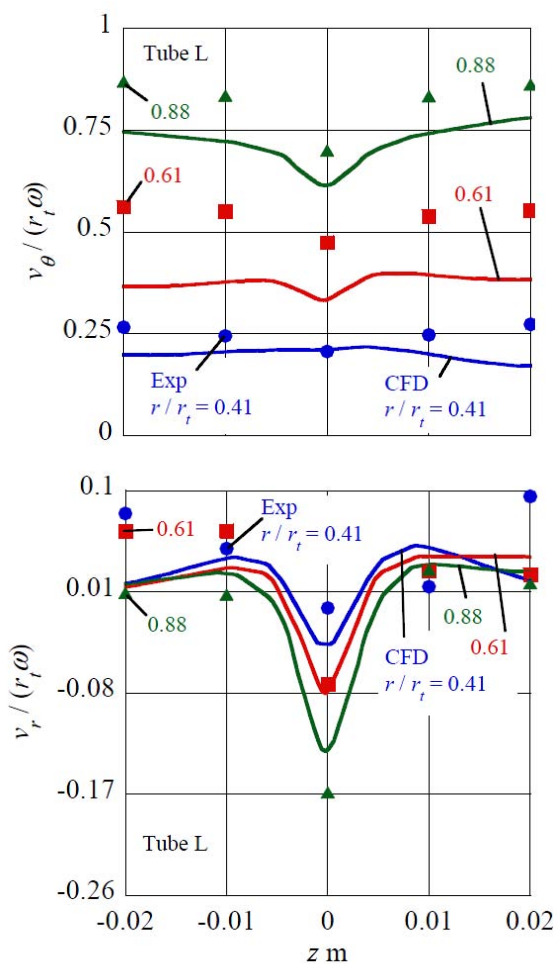
図 3.6 ケーシング内の半径方向圧力分布
 (Tube L)



低流量側の速度分布

Exp. : $Q/Q_{Lbep}=0$

CFD : $Q/Q_{Lbep}=0.11$



高流量側の速度分布

Exp. : $Q/Q_{Lbep}=1.44$

CFD : $Q/Q_{Lbep}=1.44$

図 3.7 低流量側と高流量側における後流の影響比較
- (上段) 周方向速度分布, (下段) 半径方向速度分布 -
(Tube L)

3.4 結言

汎用 CFD コード ANSYS CFX-12.1 を用いて、数値シミュレーション法をピトー管形ポンプの性能予測に用いることができるか否かを調べた。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 数値シミュレーション法を用いると、ケーシングの回転作用が与える角運動量が実験値よりも低く見積られる（角運動量欠損）。その結果、吐出し量に対する軸動力の値が一定間隔で差異を生じ、その影響により吐出し量に対するポンプ揚程も一定間隔で差異を生じる。
- (2) 数値シミュレーションによる角運動量の欠損が寄与するポンプ揚程と軸動力の吐出し量に対する傾向がほぼ同じであるため、数値シミュレーション結果と実験結果において、ポンプ効率はほぼ一致する。
- (3) 数値シミュレーション法では角運動量欠損の影響により、周方向速度および半径方向速度も、実験結果と比べ一定間隔で低く見積られるが、それぞれの傾向は近似しており、ケーシング内部の流れの傾向を数値シミュレーション法で概ね予測することは可能である。
- (4) 数値シミュレーション法に幾分問題は残るものの、数値シミュレーション法を用いてピトー管形ポンプの性能の傾向を予測することは可能である。

第 4 章

吐出し管の好適化に関する研究

4.1 緒言

4.2 吐出し管内の流路最適化

4.2.1 吐出し管内の水力損失

4.2.2 湾曲型流路モデルの準備

4.2.3 形状の評価

4.2.4 ディフューザ効率

4.3 吐出し管形状好適化

4.3.1 円形断面流路の場合

4.3.2 楕円断面流路の場合

4.4 性能向上の実証

4.5 結言

4.1 緒言

ピトー管形ポンプは、1900 年代前半からアメリカを中心に研究がはじまり、King⁽²⁸⁾ は多段ポンプより効率が高く、構造が簡素な遠心ポンプとして現在のピトー管形ポンプの原型となるポンプを提案している。しかしながら、構造が一般的でないことから公での研究報告はほぼ皆無である。

ピトー管形ポンプは、円筒ケーシングを回転させて内部流体の圧力を高めるものであり、回転ケーシングとケーシング内に固定された吐出し管の主に 2 つの部品で構成されている。ピトー管形ポンプで真に重要となる部位は、ポンプ名称にもなっているように、円筒ケーシング内に固定されたピトー管、つまり吐出し管の形状であることは言うまでもない。ケーシング内の吐出し管が流れに対して抵抗となり、ケーシング内で高圧を造り出すことができなければ、このポンプの利点は失われる。また、ケーシング内で高圧を発生させたとしても、流体を外部に取り出す際に吐出し管内の水力損失が大きく、圧力回収効率が低い場合も同様である。したがって、同ポンプの高性能化には、吐出し管が鍵を握っている。

吐出し管の形状については、第 1 章で述べたように Angle ら⁽¹¹⁾ は吐出し管取水口径が大きいほど、理論締切揚程と実験値のとの差異が大きくなることを示し、Crichlow⁽¹⁵⁾、加藤⁽¹⁶⁾、Erickson⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾、服部⁽¹⁹⁾、黄ら⁽²⁰⁾ はポンプ性能の向上を目的とした吐出し管の形状に関する興味深い提案を示している。しかしながら、細部について検証されたデータはない。

そこで、本章では、はじめに、ピトー管形ポンプの吐出し管の内部流路形状の最適化を行い、その結果を踏まえ、内部流路形状と外観形状の好適な組合せを求めた。さらに、実証試験を行うことによって性能向上の検証、および数値シミュレーション法を性能向上の予測に用いることができるかについて調べた。

4.2 吐出し管内部流路の最適化

4.2.1 吐出し管内の水力損失

2.2.4 項の図 2.5 に示す各吐出し管におけるポンプの無次元性能について，揚程係数のみをまとめたものを図 4.1 に示す．ただし，図 4.1 はデータ処理として，各軸を Tube M の実験に基づく最高効率点の値 (M_{bep}) で除して示している．各吐出し管 Tube S, M, L のそれぞれの内部流路における水力損失ヘッドを簡易的に予測するために，図 4.1 の $H/H_{M_{bep}} = 0.96$ において，それぞれの吐出し管に対する吐出し量 Q を設定し，簡易水力損失ヘッドを求めたものを表 4.1 に示す．なお，各水力損失ヘッドに関する説明は次の通りである．

(a) 管摩擦損失ヘッド h_f

吐出し管内の流路直管部における断面積変化がない部分（図 4.2 の(a)）を対象とし，管摩擦損失ヘッドの算出は，Darcy-Weisbach の式 (4.1) を用いた．

Darcy-Weisbach Equation

$$h_f = \lambda \cdot \frac{l}{d'} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (4.1)$$

ここで， l は流路長さ， d' はぬれ縁長さから求めた平均水力直径， v は流速， g は重力加速度を示す．また， λ は管摩擦係数であり，本研究では， $Re > 10^5$ に対して用いられる Nikuradse の式⁽²⁹⁾を適用した．

Nikuradse Equation

$$\lambda = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237} \quad (4.2)$$

(b) 広がり損失ヘッド h_d

吐出し管の広がり流路部分（図 4.2 の(b)）を対象としている．広がり流路部を円錐近似し，以下式を用いて損失ヘッド⁽²⁹⁾を求めて積算した．

$$h_d = \zeta \cdot \frac{v_1^2}{2g} \quad (4.3)$$

ここで、 ζ は広がり損失係数、 v_1 は円錐入口速度、 g は重力加速度を示す。広がり損失係数 ζ の導出には下式を用いた。

$$\zeta = \xi \cdot \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (4.4)$$

ここで、 ξ はディフューザ係数、 A_1 は円錐入口面積、 A_2 は円錐出口面積を示す。ディフューザ係数 ξ は、文献⁽²⁹⁾p.56 の図 4・10 より導いた。

(c) 曲がり損失ヘッド h_b

吐出し管は2か所に曲がり部(図 4.2(c))を持つから、ぬれ縁長さより求めた管の平均内径から平均流速 \bar{v} を求め、下式を用いて曲がり損失ヘッドを求め⁽²⁹⁾積算した。

$$h_b = \zeta_b \cdot \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (4.5)$$

ここで、 ζ_b は曲り損失係数、 g は重力加速度を示す。曲り損失係数 ζ_b は、以下に示す伊藤の実験式⁽³⁰⁾によって求められる。

伊藤の実験式

$\text{Re}(a/R_d)^2 > 91$ のとき、

$$\zeta_b = 0.00241 \cdot \alpha \cdot \theta \cdot \text{Re}^{-0.17} \left(\frac{R_d}{a} \right)^{0.84} \quad (4.6)$$

ここに、 R_d は曲率半径、 a は管の内半径、 θ は方向変化の角度 ($\theta=90^\circ$)、 Re はレイノルズ数、 α は係数で次の実験式で与えられる。

$\theta=90^\circ$ のとき,

$$\alpha = 0.95 + 1.72 \left(\frac{R_d}{a} \right)^{-1.96} \quad (4.7)$$

表 4.1 を見ると, 吐出し管によらず広がり損失 h_d および曲がり損失 h_b は少なく管摩擦損失 h_f が多く, 管摩擦損失ヘッドが全損失 h_{total} の 5 割以上を占めていることに留意する必要がある.

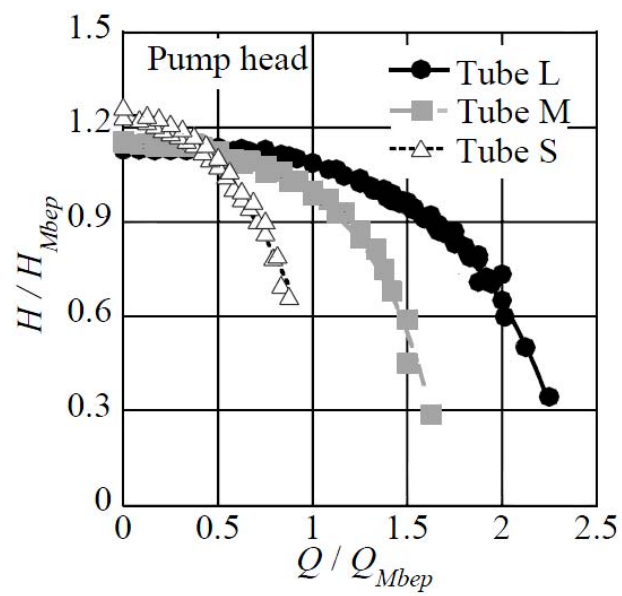


図 4.1 ポンプ無次元特性（揚程係数）

表 4.1 吐出し管内の簡易水力損失

| | h_f | h_d | h_b | h_{total} | h_f/h_{total} | h_d/h_{total} | h_b/h_{total} | Qm^3/min |
|--------|-------|-------|-------|-------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------|
| Tube S | 2.4 m | 0.4 m | 1.3 m | 4.1 m | 0.57 | 0.10 | 0.33 | 0.036 |
| Tube M | 1.1 m | 0.1 m | 0.6 m | 1.8 m | 0.60 | 0.06 | 0.34 | 0.058 |
| Tube L | 1.0 m | 0.1 m | 0.7 m | 1.8 m | 0.57 | 0.06 | 0.37 | 0.08 |

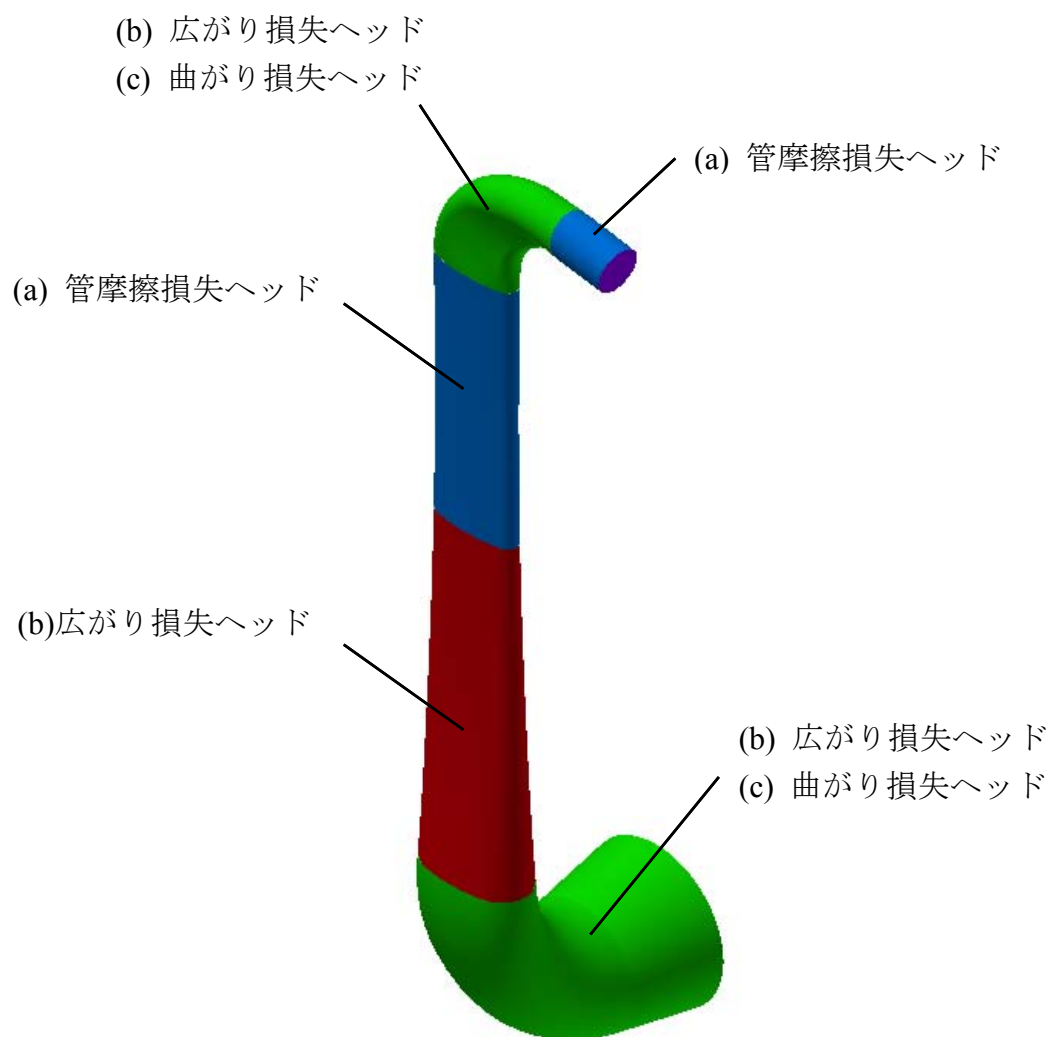


図 4.2 吐出し管内の流路モデル

4.2.2 湾曲型流路モデルの準備

2.2 節のポンプ性能試験の結果より、最もポンプ効率が高い吐出し管 Tube L に着目し、最適な内部流路モデルを検討することにした。前章においてポンプの実験結果と数値シミュレーション結果を比較した図 3.5 の $Q/Q_{Lbep} = 0.93$ における吐出し管流路断面上の数値シミュレーション結果の一例を図 4.3 に示す。図中の楕円囲み部を見ると曲率があまりにも小さいため、入口曲がり部曲率中心側に大規模はく離が確認され、表 4.1 の曲がり損失ヘッド (h_b) も損失増加を招く一因となる。したがって、このような逆流を避け、さらに管摩擦損失を低減させるために、以下のことを考慮した湾曲型吐出し管の流路モデルを準備した。

- (a) 取水口と出口管の形状と位置は Tube L と同じにする。
- (b) 取水口から出口までの断面は円形とし、流れ方向の位置座標を表す長さ変数 l に対する直径 d の関係は図 4.4 (d_{out} : 出口径, l_d : 各 Tube の流れ方向総長さ, l_{dL} : Tube L の l_d) のように分布させる。なお、既存の Tube L の断面形状のみ取水口から出口にかけて円～楕円～円に変化している。

図 4.5 に準備した湾曲型流路の形状 (Model Tube A～E) は、曲がりディフューザとも呼ばれ、多くの水車の吸出し管に用いられている。同一径の曲がり管および二次元ディフューザの水力損失は、長年より研究されているため統計的データも数多く存在する⁽³¹⁾⁽³²⁾⁽³³⁾⁽³⁴⁾⁽³⁵⁾。一方、これに対し、曲がりディフューザについては、曲がり管に起因するはく離および二次流れ、ディフューザに起因するはく離が相互に影響し合い、非常に複雑な流れを発生させるため、様々な条件下での統計的データはほとんど存在しない。

本項では、数値シミュレーション法を用いて、ここで準備した湾曲型吐出し管の水力損失を求める。湾曲型流路モデルの格子数を表 4.2 に示す。なお、管近傍の格子は、3.2.2 項と同様にしている。また、数値シミュレーションは定常状態で行い、境界条件として流路入口に静圧 0MPa、流路出口に質量流量 $Q/Q_{Lbep} = 0.93$ を与えた。

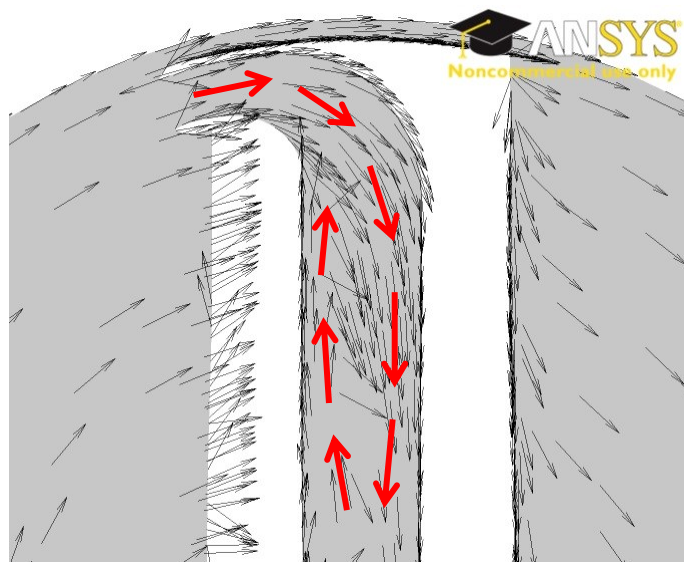
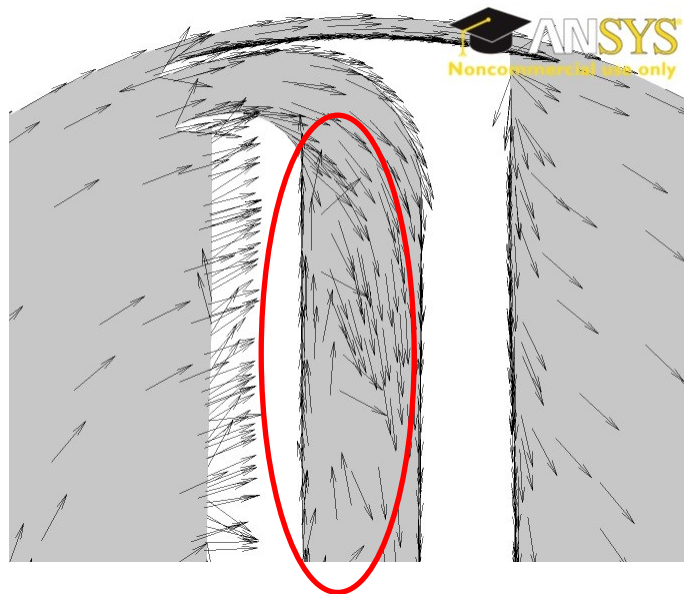


図 4.3 吐出し管 Tube L 内の流れの様子
(図 3.5 における $Q/Q_{Lbp}=0.93$)

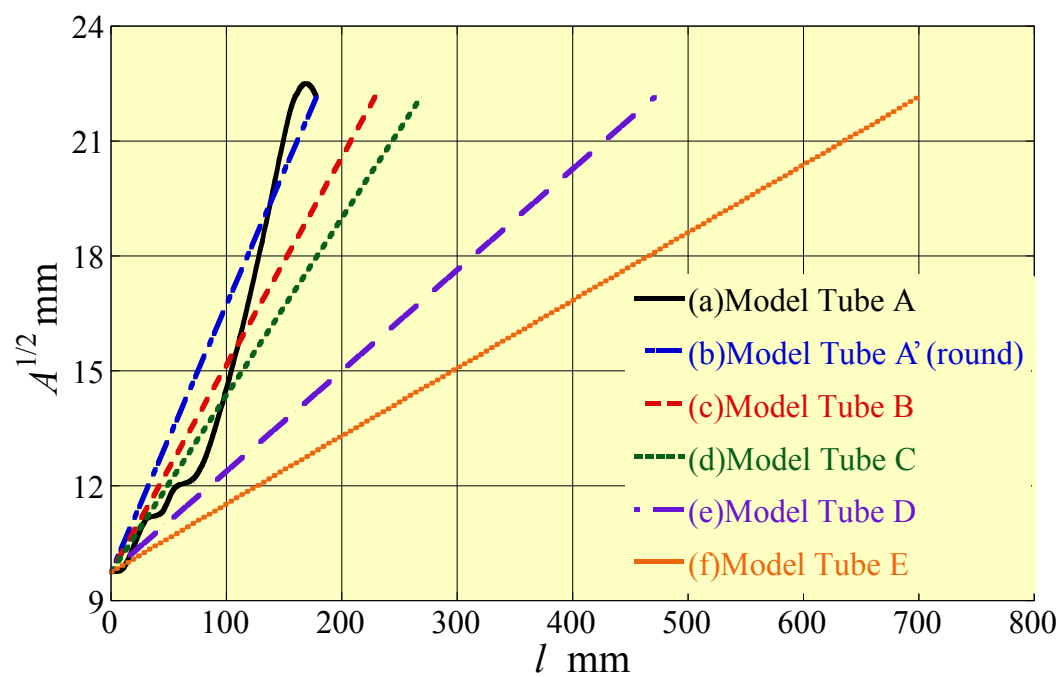


図 4.4 内部流路断面積の変化率

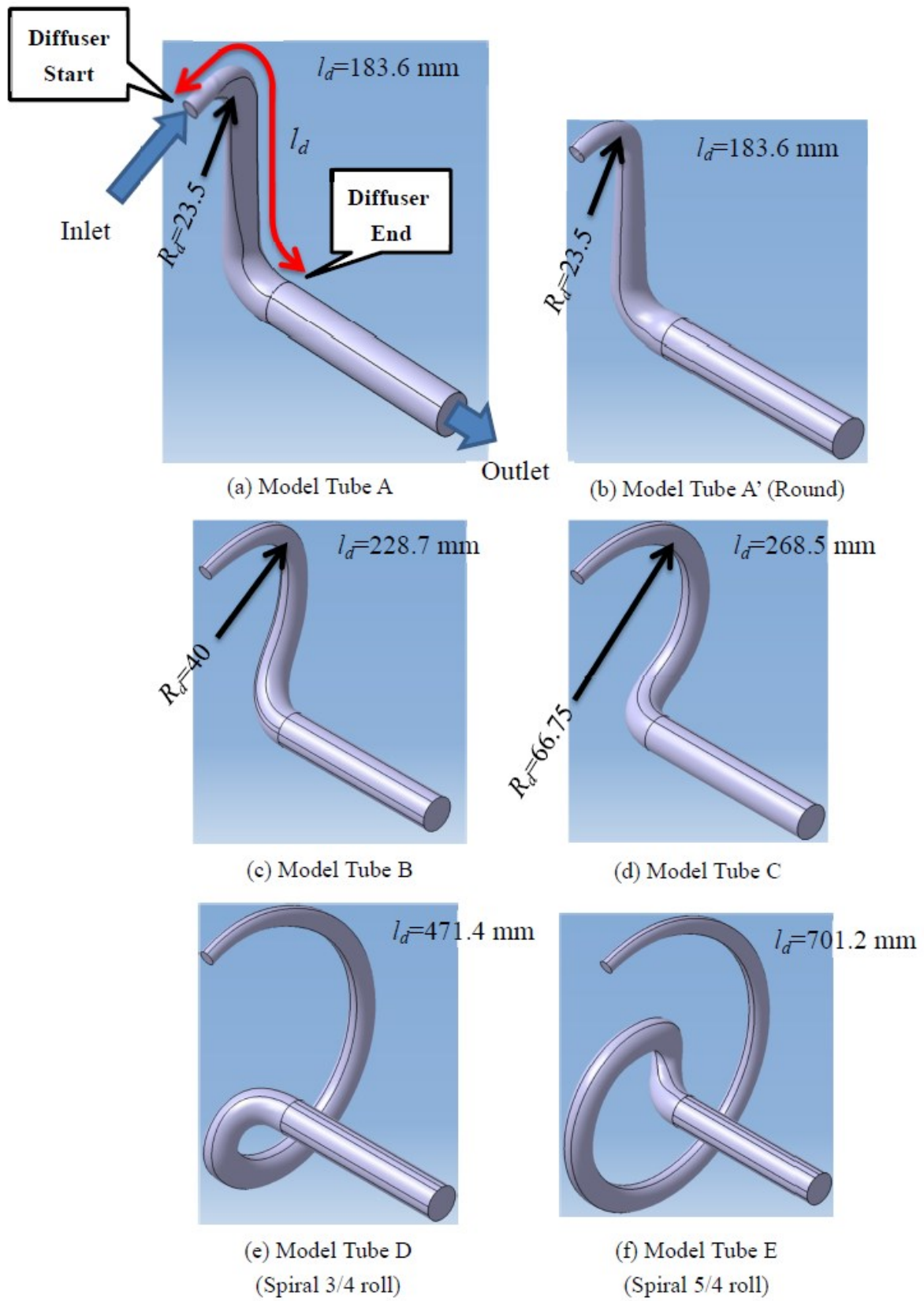


図 4.5 湾曲型流路モデル

表 4.2 湾曲型流路モデル計算格子数

| Number of | (a) Tube A | (b) Tube A' (Round) | (c) Tube B | (d) Tube C | (e) Tube D | (f) Tube E |
|-----------|---------------|---------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Nodes | 90,154 | 88,459 | 101,780 | 114,808 | 165,109 | 226,323 |
| Elements | 202,516 | 194,465 | 227,200 | 256,662 | 367,895 | 506,084 |

4.2.3 形状の評価

数値シミュレーション法では，4.2.1 項のように水力損失を細かく分類することはできない．そこで，流路入口と出口の圧力 p ，流速 v ，計測高さ Z を用いて，数値シミュレーション結果から各流路モデルの全損失 ΔP を下式 (4.8) によって求めた．

$$\Delta P = (p_1 - p_2) + \frac{\rho}{2}(v_1^2 - v_2^2) + \rho g(Z_1 - Z_2) \quad (4.8)$$

ここに，添え字の 1，および 2 は，流路モデルの入口，および出口を示す．

次に，圧力回復を示す指標としてディフューザ効率 ε を定義した．ここに，ディフューザ効率 ε を式 (4.9) に定義する．添え字の 1，および 2 は，流路モデルの入口，および出口を示す．

$$\varepsilon = \frac{p_2 - p_1}{\frac{\rho v_1^2}{2} - \frac{\rho v_2^2}{2}} \quad (4.9)$$

4.2.4 ディフューザ効率

数値シミュレーション結果に基づき、全損失 ΔP を算出した結果を図 4.6 に示す。図の横軸は各流路モデルを示し、縦軸に全損失を示している。図より、Model Tube A の全損失が最も大きく、Tube D が最も小さい。

次に、ディフューザ効率 ε を算出した結果を図 4.7 に示す。図の横軸は流路長さを示しており、縦軸はディフューザ効率を表している。図を見ると、 $l_d=250$ mm 付近までは効率 ε は急激に上昇している。また、 $l_d=250$ mm を超えると、ディフューザ効率は緩やかに上昇し、 $l_d=550$ mm 付近で最高効率 $\varepsilon=0.75$ を示している。

図 4.8、図 4.9 に吐出し管路中央断面 ($z=0$) における圧力分布勾配を示す。図 4.8 をみると、流路形状が Model Tube A から Model Tube C になるにつれて、圧力勾配が小さくなっているのが確認できる。これは、曲率半径 R_d の増加によって曲り部での遠心力作用が生じさせる横断方向の圧力勾配が減少したためで、このことがディフューザ効率の改善につながったと考えられる。また、図 4.9 の Model Tube C~E に着目すると、圧力勾配は、吐出し管長さ l_d の変化に比べ変動は少ない。すなわち、曲率半径 R_d はほぼ同じ状態で吐出し管長さ l_d だけが上昇したことによって、緩やかに圧力回復が行われ、ディフューザ効率の改善に繋がったと考えられるが、 $l_d=550$ mm 付近を超えると、管摩擦損失の影響が大きくなり、ディフューザ効率は次第に低下したと考えることができる。

以上の結果から判断して、4.2.2 項で設定した湾曲型流路モデル内における最適な形状は、図 4.5 の Model Tube D に近い $l_d=550$ mm 程度のらせん型流路である。



Model Tube A Model Tube B Model Tube C Model Tube D Model Tube E
(Traditional type)

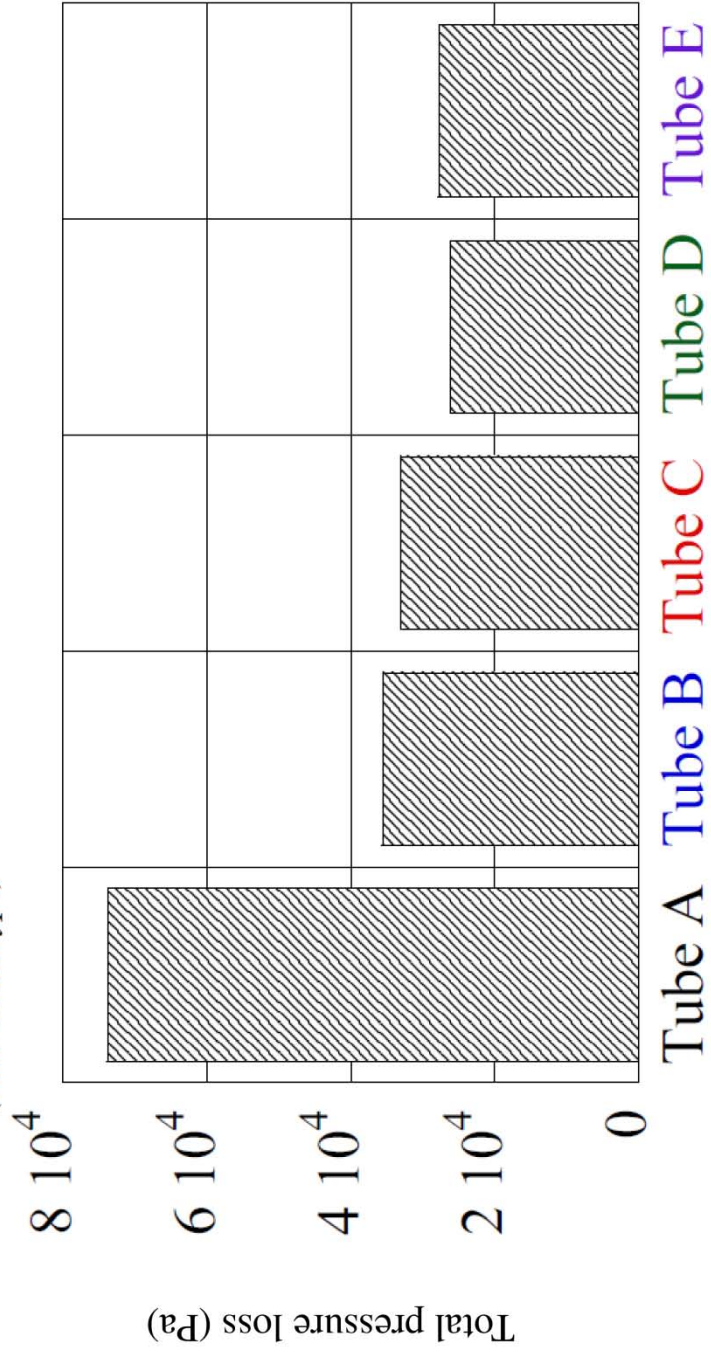


図 4.6 各流路モデルの全圧力損失

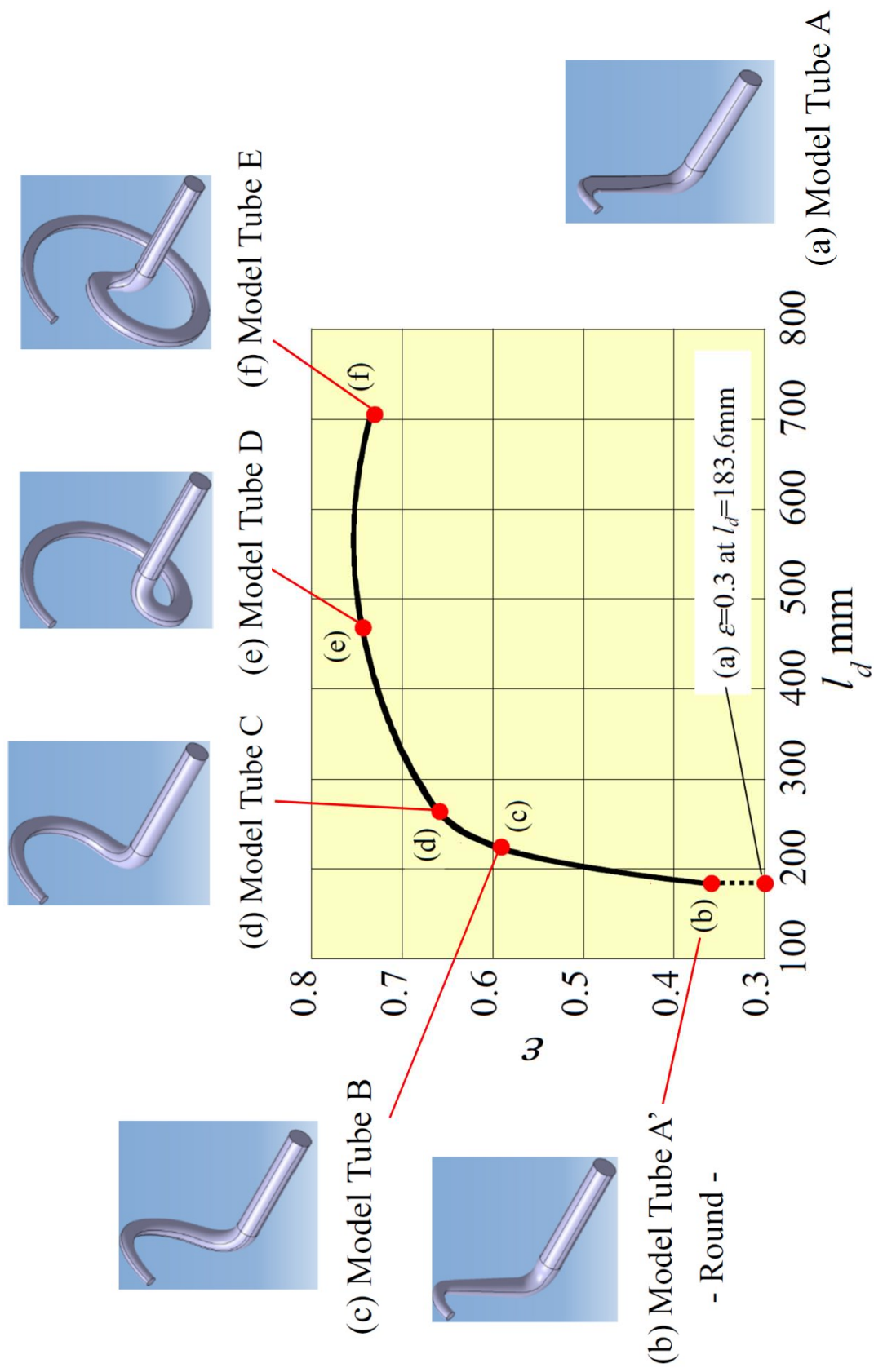


図 4.7 ディフューザ効率

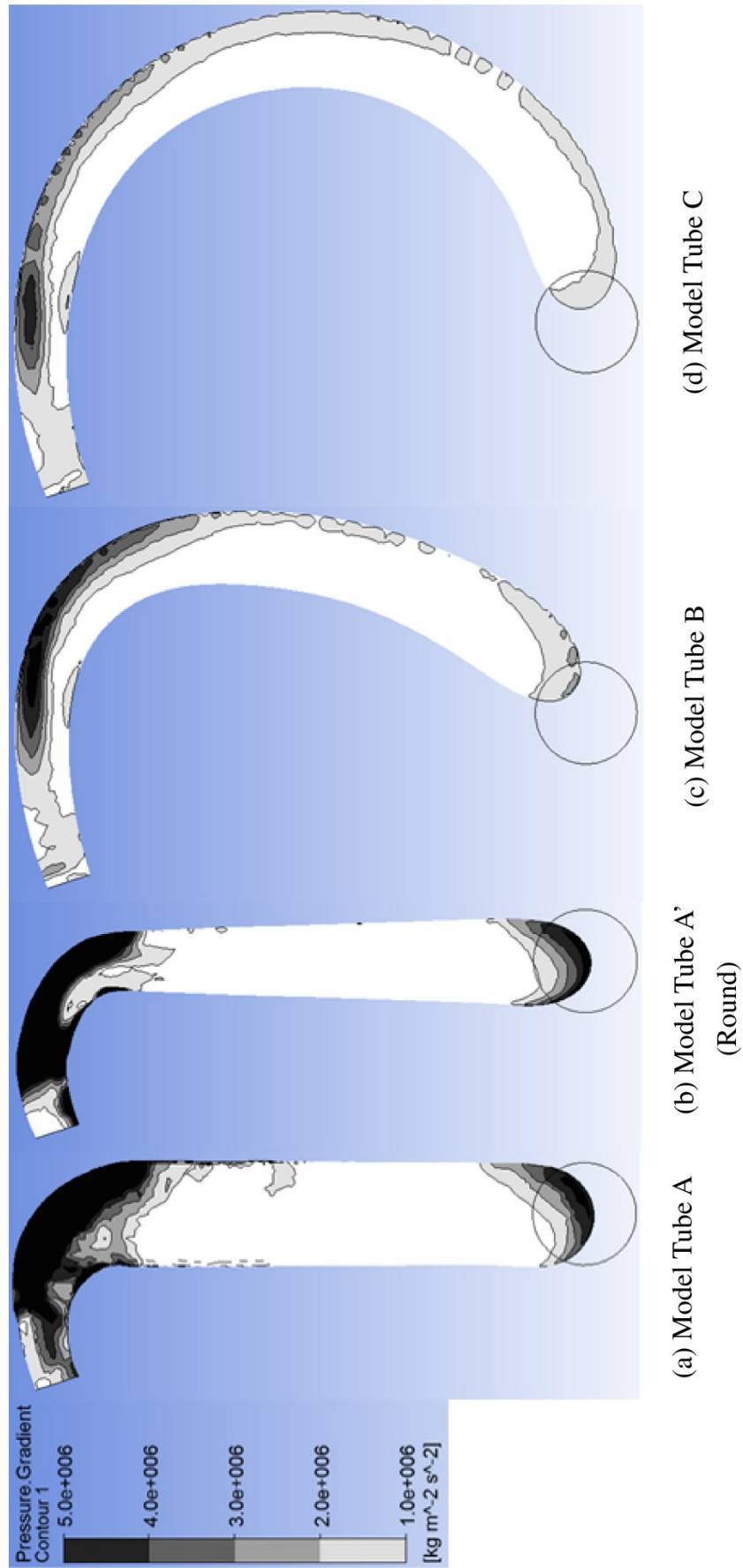


図 4.8 湾曲型流路内の圧力勾配分布 ($z=0$ m)
Model Tube A~C

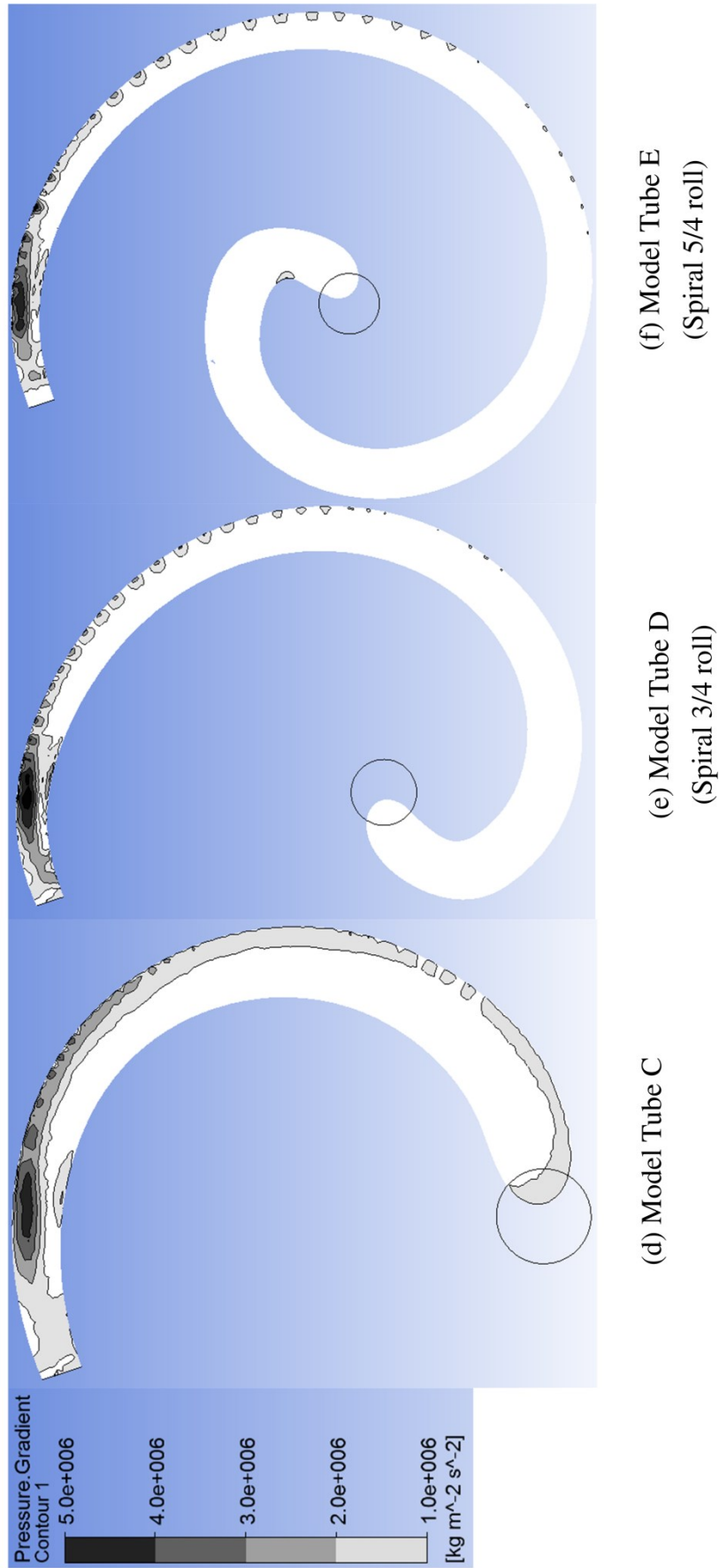


図 4.9 湾曲型流路内の圧力勾配分布 ($z=0$ m)
Model Tube C~E

4.3 吐出し管形状好適化

4.3.1 円形断面流路の場合

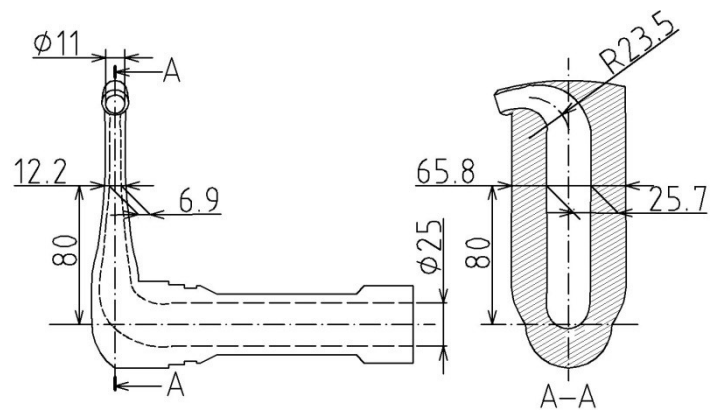
前節では，ピトー管形ポンプの吐出し管内流路に焦点をあて，ポンプ全揚程 H のみを考えると，図 4.5 の Model Tube D に近い湾曲型流路が最適であることを明らかにした．しかしながら，吐出し管の製作面，ケーシングの空間（寸法）制限，加えてケーシング内部の運動量欠損を考慮すると，Model Tube D や E のようならせん型流路に流線型外観を設けた吐出し管は非現実的である．したがって，ここでは，従来型に対して効率の改善が期待できる Model Tube B，および C の流路形状に流線形の外観を加えた好適な吐出し管モデルを考案し，第 3 章と同様にポンプ系の数値シミュレーションを行った．

数値シミュレーションに用いた各吐出し管モデルを図 4.8 に示す．ポンプ系の数値シミュレーション条件は，第 3 章と同じように，入口境界条件を質量流量一定，出口境界条件を圧力一定とし，回転速度は $n=1000\text{min}^{-1}$ の定常計算を行った．表 4.3 に各計算格子数を示す．

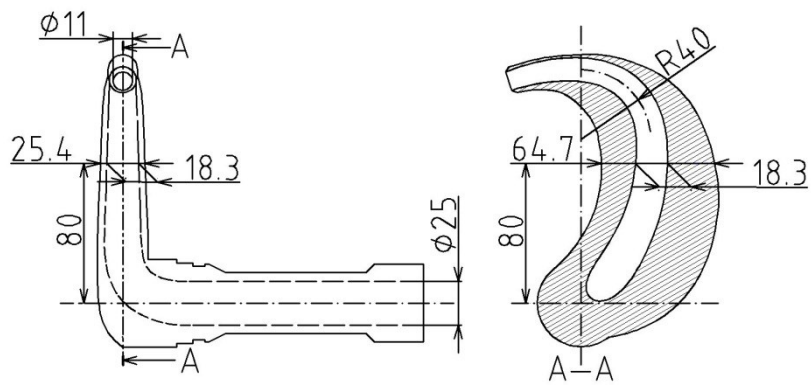
図 4.10 に各吐出し管における数値シミュレーション結果を示す．横軸に流量比 Q/Q_{Lbep} ，縦軸に揚程比 H/H_{Lbep} ，効率比 η/η_{Lbep} ，動力比 P/P_{Lbep} を示す．ここで，添え字 $Lbep$ は，吐出し管 Tube L の実験における最高効率点の値を示す．従来型吐出し管 Model Tube A と比較して，図 4.10 に示す Model Tube B，C は高流量域においてポンプ揚程が向上し，Model Tube B はポンプ効率も向上している．すなわち，摩擦損失を含めた全水力損失が減少したことになる．また，図 4.7 において，ディフューザ効率は Model Tube C の方が Model Tube B より高い予測を示していたが，ポンプ系の数値シミュレーション結果においては，ポンプ効率は Model Tube B の方が Model Tube C より高い予測を示した．これは，高速回転するケーシング内では，吐出し管と流体との衝突損失および摩擦損失によって，ケーシング内の圧力低下，および速

度場の変化による影響であると推測され，吐出し管の外観形状がポンプ性能に与える影響も大きく，無視できないことを示している．

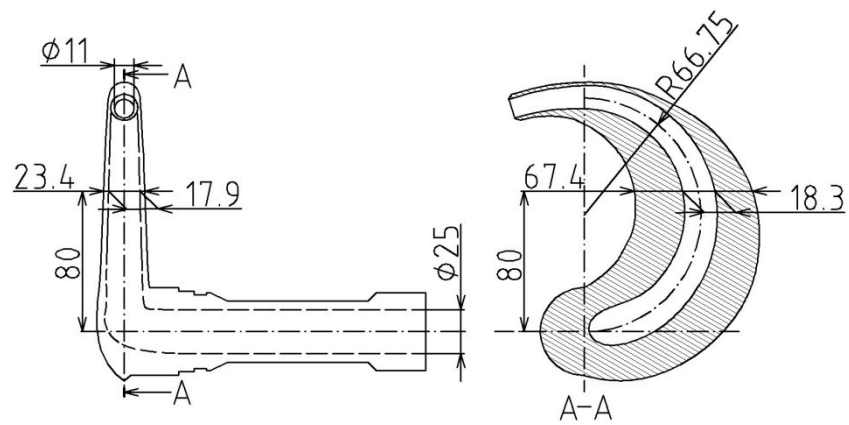
図 4.12 に吐出し管流路長さ l_d に対する最高効率点の変動率 $\eta' = \eta / \eta_{Lbep}$ ，および最高効率点の吐出し量変動率 $\phi' = Q / Q_{Lbep}$ の関係を示す．図より明らかであるように，最高効率点の変動率，および吐出し量変動率ともに Model Tube B が高い．そこで，次項では，性能向上が期待できる Model Tube B に焦点をあて，吐出し管流路形状と外観形状の好適な組合せを調査する．



(a) Model Tube A



(c) Model Tube B



(d) Model Tube C

図 4.10 湾曲型吐出し管

表 4.3 ポンプ系数値シミュレーションモデルの計算格子数

| | | (a) Model Tube A | (c) Model Tube B | (d) Model Tube C |
|------------|----------|------------------|------------------|------------------|
| 回 転 領 域 | Nodes | 248,794 | | |
| | Elements | 712,035 | | |
| 静 止 領 域 | Nodes | 955,054 | 1,060,942 | 1,281,155 |
| | Elements | 2,604,446 | 2,827,125 | 3,355,347 |
| 合計 | Nodes | 1,203,848 | 1,309,736 | 1,529,949 |
| | Elements | 3,316,481 | 3,539,160 | 4,067,382 |

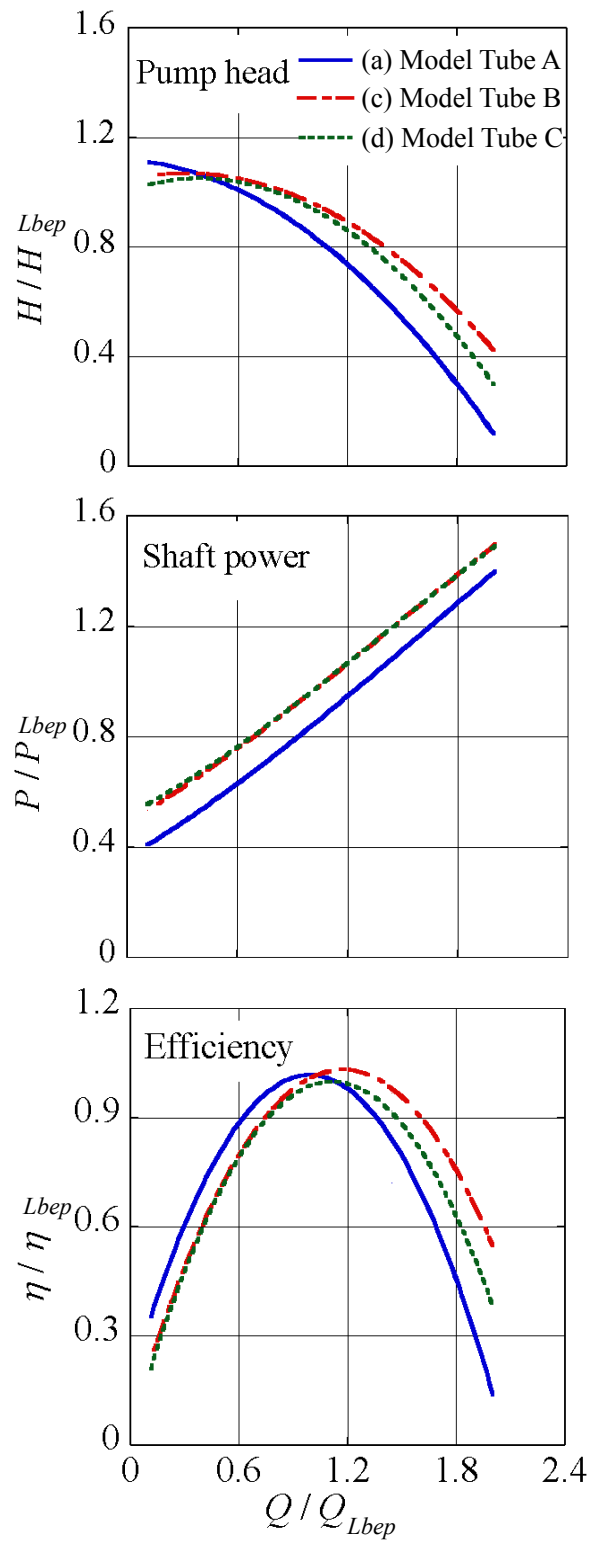


図 4.11 各吐出し管形状におけるポンプシミュレーション結果

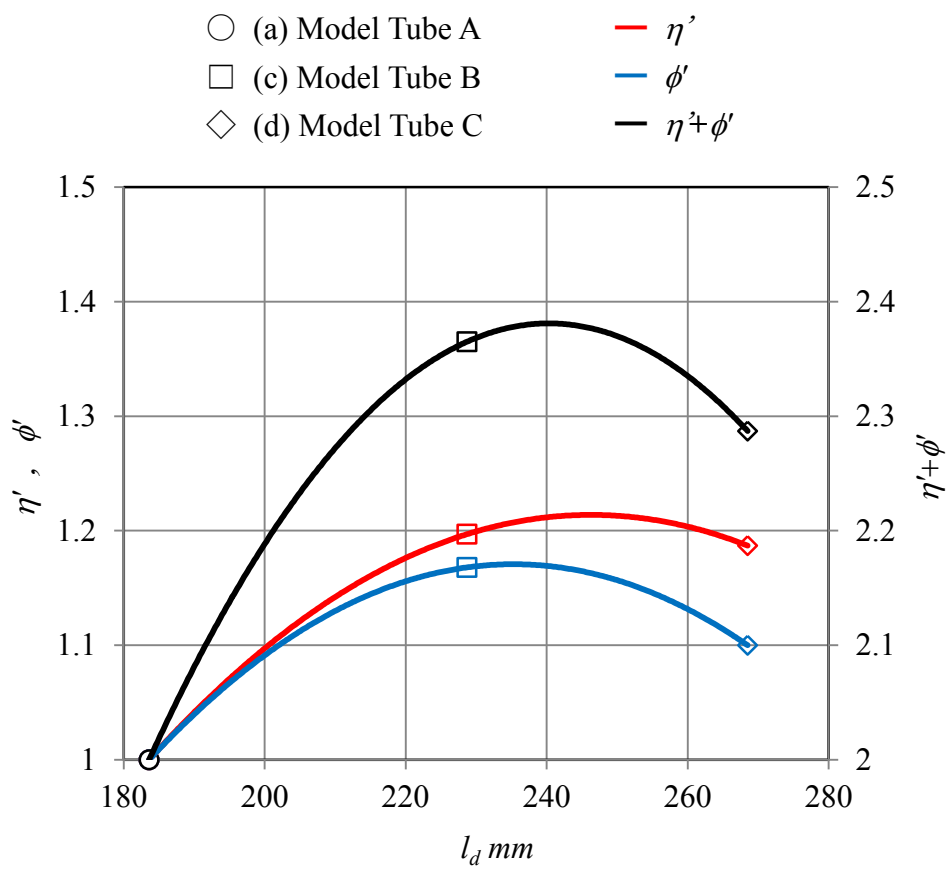


図 4.12 ポンプ効率変動率と吐出し量変動率

4.3.2 楕円断面流路の場合

ピトー管形ポンプの吐出し管の好適モデルには、下の 2 点が重要である。

- ① 吐出し管と流体の衝突損失および摩擦損失を小さくし、角運動量の低下を最小にする（外観形状の最適化）。
- ② ケーシング内の流体エネルギーを高圧のまま取り出す（内部流路形状の最適化）。

ここで、①と②は互いにトレードオフの関係が成り立つ。即ち、①を重要視する場合、損失及び角運動量欠損を小さくするために、吐出し管外観はできるだけ流線形でなければならない。しかし、その場合、吐出し管内部流路断面は円形断面ではなく、長軸を曲がりの平面に持つ楕円形のような断面にする必要があり、この場合は②が軽視されてしまう。一般的に、水車の吸出し管に見られるように、曲がりディフューザについては、短軸を曲がりの平面内に持つ楕円形のような断面が好適とされる⁽²⁹⁾。一方で、②を重要視する場合は、吐出し管外観が太くなり過ぎ、角運動量の欠損が大きくなり軸動力の著しい増加が予想される。本研究では、①と②が十分に考慮された折り合い点を探すことを重視し、その合点がピトー管形ポンプにおける好適な吐出し管形状となるように考えた。

ここでは、はじめに、前項の結果を踏まえ、性能向上が期待できる吐出し管内部流路 Model Tube B（以降、 $t/c=1$ 型と呼ぶ）に焦点をあて、①を重要視した $t/c=0.25$ 型流路モデルと②を重要視した $t/c=2.25$ 型流路モデルを任意に作成し、4.2 節と同様に流路モデルに数値シミュレーション法を適用して、それぞれのディフューザ効率を求める。それぞれの楕円断面流路モデルを図 4.13 に示す。ここで、 t 、 c は図 4.14 に示す流路幅を示し、 t/c は流路断面の幅比である。つぎに、①および②の湾曲型流路に流線型外観を付加した吐出し管モデルを作成し、ポンプに搭載した場合の性能予測を数値シミュレーションにて予測する。吐出し管の設計条件として $t/c=0.25$ 型は、流路入口～AA 断面間は $t/c=1$ に保ち、AA 断面～BB 断面間はゆるやかに $t/c=1$

から $t/c=0.25$ に移行させ、BB 断面～CC 断面間は $t/c=0.25$ に保ち、CC 断面～ベンド終了断面間はゆるやかに $t/c=0.25$ から $t/c=1$ に移行させている（図 4.14）。 $t/c=2.25$ 型も同様に、幅比 t/c を変化させている。内部流路の断面積は、内部流路断面積の増加率を示した図 4.4 の Model Tube B の直線と完全に一致させている。吐出し管の幅方向への肉厚は、吐出し管外観寸法の 0.7 倍が t と同値になるようにし、最小肉厚は強度と製作性を考慮し 2mm 以上確保した。また、吐出し管の断面形状は、既存吐出し管と同様に、断面形状が流線形になるように設計した。

楕円断面流路型吐出し管（図 4.14 参照） $t/c=0.25$ 型、 $t/c=2.25$ 型、および $t/c=1$ 型それぞれのディフューザ効率 ε を、数値シミュレーション法を用いて求めた結果を図 4.15、計算格子数を表 4.4 に示す。図の横軸は流路幅比 t/c であり、縦軸はディフューザ効率 ε を示す。 t/c の増加に伴いディフューザ効率の向上が確認できるが、これは、長軸を曲がりの平面内に持つ楕円断面流路の場合、曲がりによって発生する二次流れが通常より発生し易く、曲がり外側の高いエネルギーを保有する流体が、曲がり内側の側壁近くまで運ばれ易いことを意味している⁽²⁹⁾。つまり、曲がりの平面内に短軸をもつ $t/c=2.25$ 型は、損失の大きな原因であるはく離の抑制につながったと考えられる。

次に、吐出し管 $t/c=0.25$ 型、および、 $t/c=2.25$ 型を搭載した場合におけるポンプ系の数値シミュレーションを行い、それぞれの吐出し管におけるポンプ性能を比較した。数値シミュレーションは 4.3 節と同様に、入口境界条件を質量流量一定、出口境界条件を圧力一定とし、回転速度 $n=1000\text{min}^{-1}$ の定常計算を行った。表 4.5 に計算格子数を示し、結果を図 4.16 に示す。図の横軸は吐出し量、縦軸はポンプ揚程、軸動力、ポンプ効率を表し、それぞれの値は吐出し管 Tube L の実験における最高効率点の値で除して無次元化している。 $t/c=2.25$ 型は、ディフューザ効率が非常に優れているものの、吐出し管の形状が流れに大きく逆らっているため、予想通り軸動力の大幅な増加をもたらし、ポンプ効率は最も低くなっている。一方で、 $t/c=0.25$ 型は、

ディフューザ効率是他より劣るものの、吐出し管の外観形状がケーシング内の角運動量に与える影響が小さいことから軸動力が最も低くなり、ポンプ効率は最も高くなっている。また、興味深い点として、 t/c の値が減少するにつれて、最高効率値は上昇するものの、最高効率点の位置が低流量側に移動している。ここに、 $t/c=0.25$ 型および $t/c=2.25$ 型の吐出し量 $Q/Q_{Lbep}=0.93$ における吐出し管内の速度ベクトルを図 4.17 に示す。 $t/c=2.25$ 型では流れに反するベクトルはほぼ見られないが、 $t/c=0.25$ 型では大規模なはく離が確認できる。つまり、 t/c が減少することによって、曲がりの内側ではく離の影響が大きくなるため、高流量側ではポンプ揚程が低下し、ポンプ効率も著しく低下することが考えられる。

図 4.18、図 4.19 に、回転速度 $n=1000\text{min}^{-1}$ におけるケーシング内の吐出し管から測った中心角 180° の位置の周方向速度分布、および 3.3.2 項で用いた式 (3.2) の圧力係数 C_p' の分布を示す。各図の横軸は半径方向距離 r をケーシング最大半径 r_t で除して無次元化し、図 4.18 の縦軸は周方向速度 v_θ をケーシング最大半径 r_t における周方向速度 $r_t\omega$ で除して無次元化し、図 4.19 の縦軸は 3.3.2 項で用いた式 (3.2) の圧力係数 C_p' を示している。図 4.18 の黒色実線は、回転ケーシング内が強制渦運動をしていると仮定した場合の式 (1.1) から求まる理論値である。図 4.18 より、回転ケーシング内の周方向速度は $t/c=2.25$ 型が最も遅く、強制渦運動から最も逸脱している。図 4.19 では、 $t/c=2.25$ 型の圧力係数が内周側で高くなっているが、これは、 $t/c=2.25$ 型は流れに大きく逆らい、衝突損失、摩擦損失、および後流の影響によって回転ケーシング内の周方向速度が遅くなっているため、圧力係数が増加していることが考えられる。また、図 4.19 において、回転ケーシング外周側の吐出し管取水口付近の圧力係数は、吐出し管の形状に関わらず値が等しい。これは、図 4.18 に示す周方向速度も取水口付近でほぼ同じ値を示していることから、取水口付近の吐出し管の形状がほぼ同形状になっているためであると考えられる。

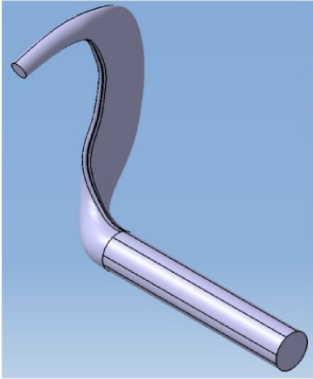
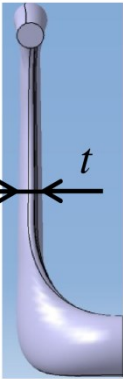
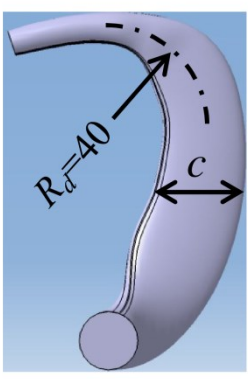
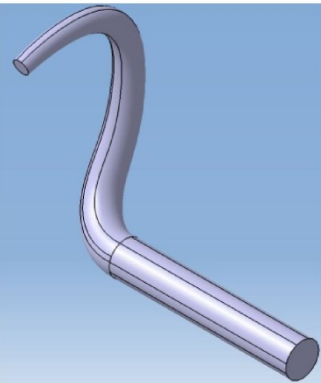
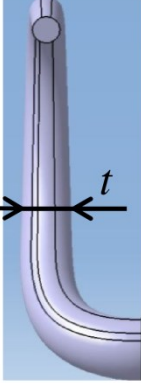
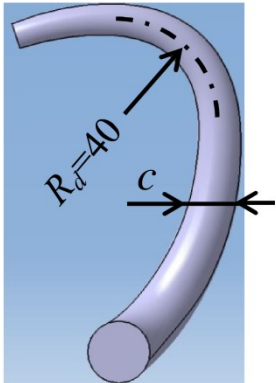
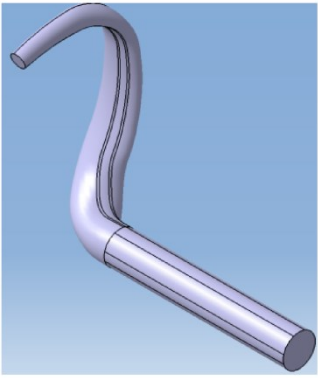
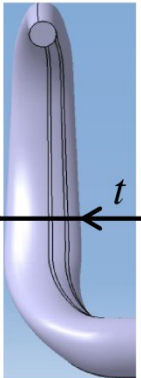
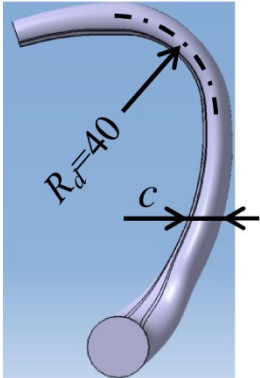
| | 吐出し管内部流路 | | |
|---------------------|---|--|---|
| | アイソメ図 | 正面図 | 側面図 |
| $t/c=0.25$ |  |  |  |
| $t/c=1$ 図 4.5(c) |  |  |  |
| $t/c=2.25$ |  |  |  |

図 4.13 楕円流路モデル

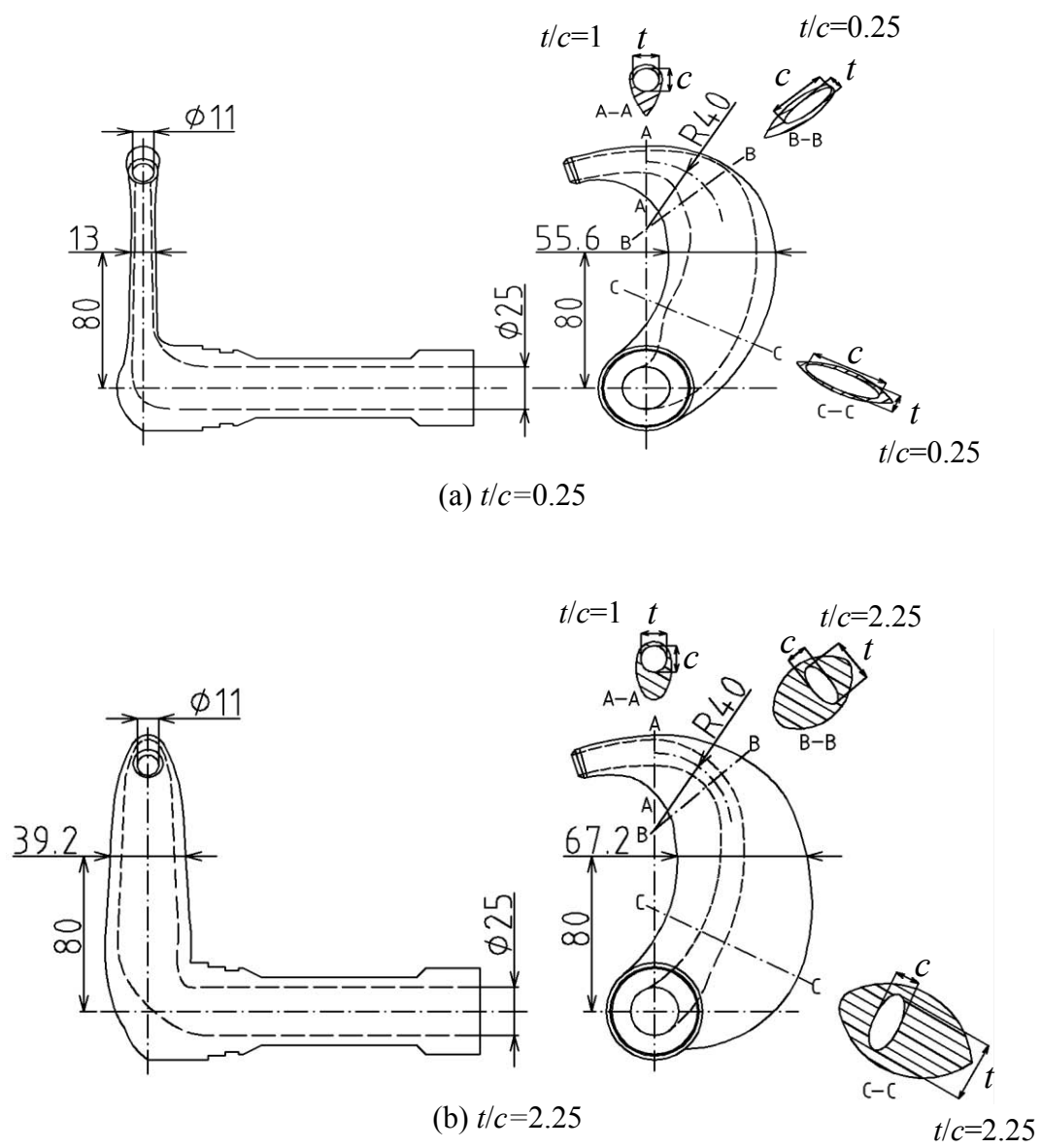


図 4.14 楕円断面流路型吐出し管

表 4.4 吐出し管流路モデルの計算格子数

| Number of | (a) $t/c=0.25$ | (b) $t/c=2.25$ | (c) $t/c=1$ ($R_d=40$) |
|-----------|-------------------|-------------------|--------------------------------|
| Nodes | 109,620 | 106,894 | 88,459 |
| Elements | 245,868 | 237,533 | 198,465 |

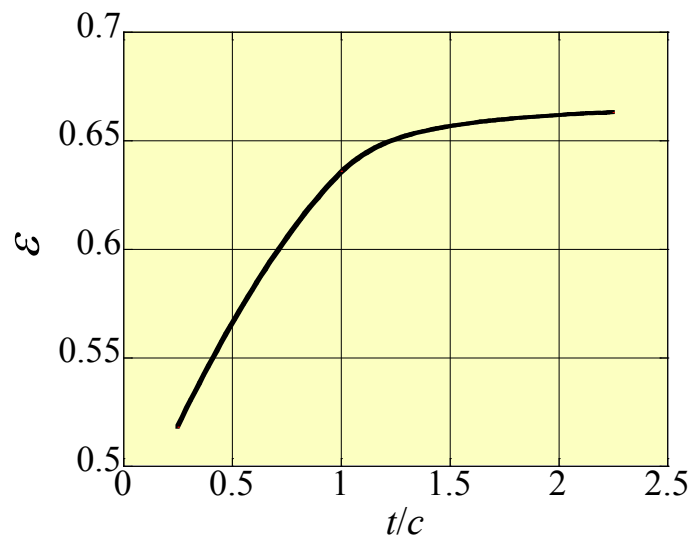
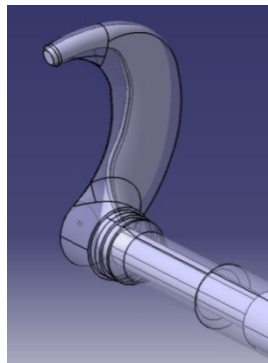


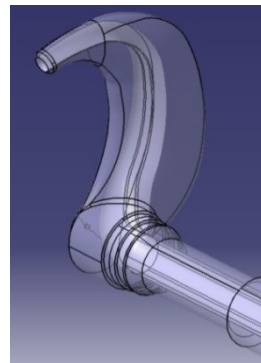
図 4.15 ディフューザ効率(t/c 変化)

表 4.5 ポンプ系シミュレーションモデルの計算格子数

| | | (a) $t/c=0.25$ | (b) $t/c=2.25$ | (c) $t/c=1$ |
|------|----------|----------------|----------------|-------------|
| 回転領域 | Nodes | 248,794 | | |
| | Elements | 712,035 | | |
| 静止領域 | Nodes | 1,467,387 | 1,241,282 | 1,060,942 |
| | Elements | 3,808,003 | 3,449,409 | 2,827,125 |
| 合計 | Nodes | 1,716,181 | 1,490,076 | 1,309,736 |
| | Elements | 4,520,038 | 4,161,444 | 3,539,160 |



(a) Slender model ($t/c=0.25$)



(b) Blunt model ($t/c=2.25$)

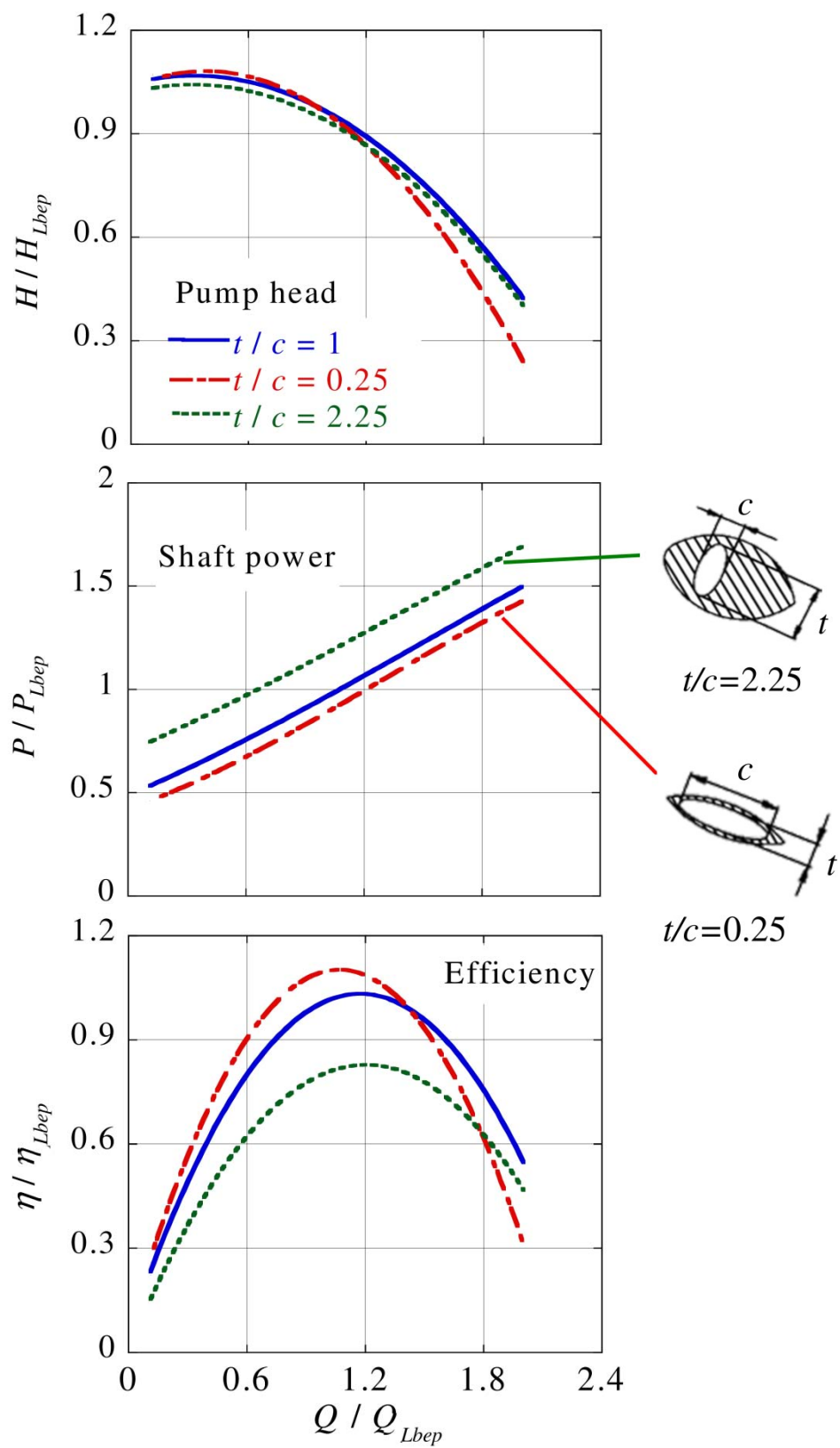
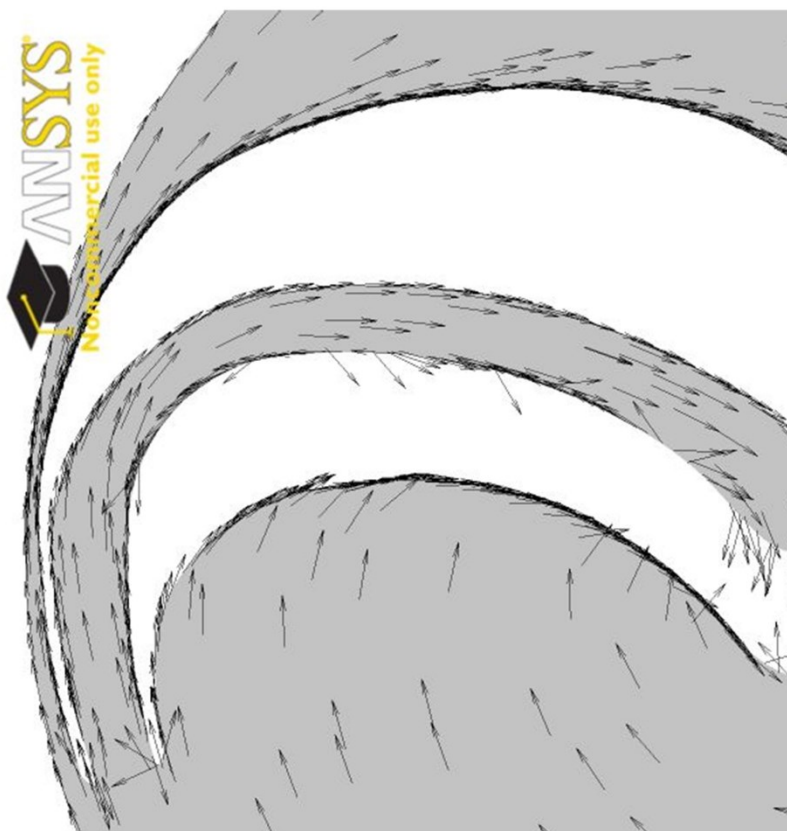


図 4.16 ポンプ性能比較(t/c 変化)



$t/c = 0.25$ 型



$t/c = 2.25$ 型

図 4.17 吐出し管内の流れ $Q/Q_{Lbp}=0.93$

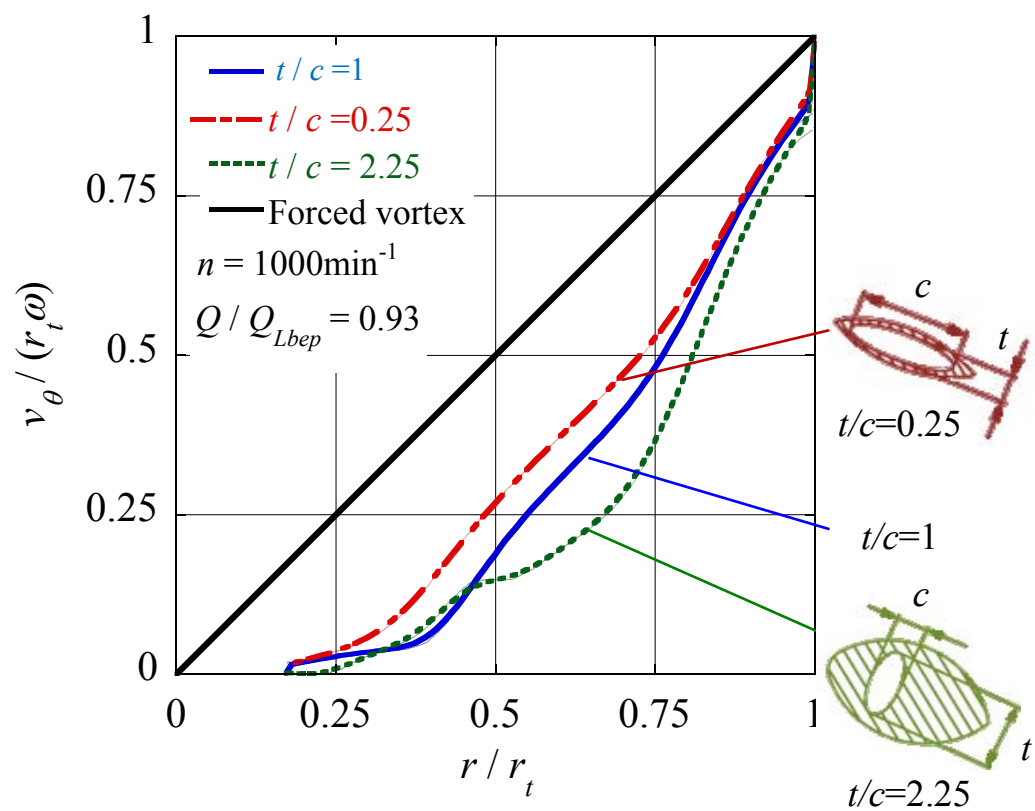


図 4.18 吐出し管から測った中心角 180° の位置における周方向速度分布
 $Q/Q_{Lbep}=0.93$

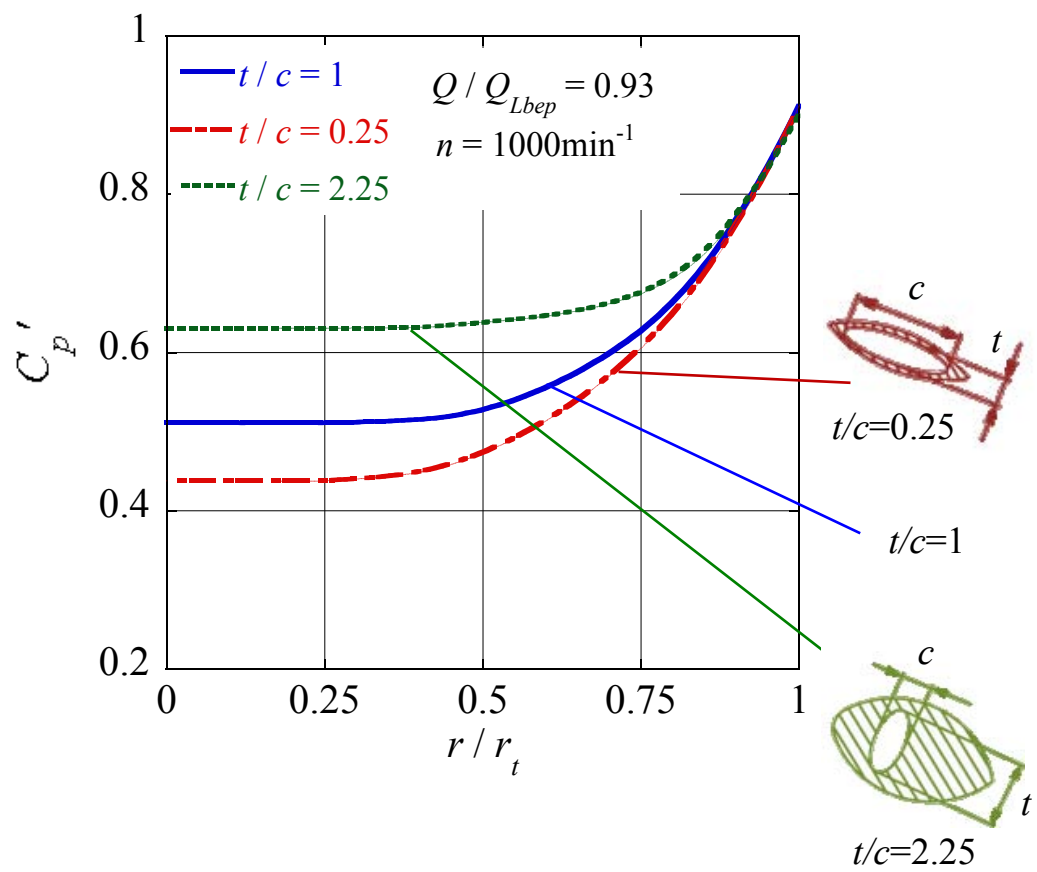


図 4.19 吐出し管から測った中心角 180° の位置における圧力係数
 $Q/Q_{Lbep}=0.93$

4.4 性能向上の実証

前節の数値シミュレーション結果に基づき、性能向上が期待できる吐出し管 $t/c = 0.25$ 型を 3D プリンタ⁽³⁶⁾にて作製し、ポンプ性能向上の実証を行った。3D プリンタと素材の情報を表 4.6、作製したモデルを図 4.20 に示す。3D プリンタでは湾曲流路部のみを造形し、吐出し管ボス部はオーステナイト系ステンレス鋼 SUS304 を旋削加工して作製し、高強度接着剤にて両者を接着した。実験方法は、2.2 節と同様に行い、回転速度は $n=1000\text{min}^{-1}$ で実施した。実験結果を吐出し管 Tube L の結果と比較したものを図 4.21 に示し、数値シミュレーション法で性能予測した結果と比較したものを図 4.22 に示す。各図の横軸は吐出し量、縦軸はポンプ揚程、ポンプ効率、軸動力を示しており、図 4.22 については、各値を Tube L の実験における最高効率点の値で除して無次元化している。

図 4.21 より、数値シミュレーション法で予測した通り、吐出し管 $t/c=0.25$ 型は Tube L より高揚程・高効率になる。また、実験装置の都合上データは得られていないが、吐出し管 $t/c=0.25$ 型は、ポンプ揚程の増加、および最高効率点の位置が高流量側に移動していることから、運転範囲も高流量側に拡大すると考えられる。

一方で、図 4.22 の吐出し管 $t/c=0.25$ 型の実証試験と数値シミュレーションの結果を比較すると、高流量側において数値シミュレーションではポンプ効率の著しい低下を予測したが、実証試験では著しい低下は見られない。吐出し管 $t/c=0.25$ 型の最高効率点付近 ($Q/Q_{Lbep}=0.93$) と高流量域 ($Q/Q_{Lbep}=2.0$) の内部流れの様子を図 4.23 に示すが、どちらも同じように吐出し管内におけるはく離や、高流量域の流れでは、吐出し管取水口部における流れの乱れが確認される。したがって、数値シミュレーション法では、はく離や流れの乱れの影響を過度に予測した、または、解析モデルは滑らかな面で構成されているのに対し、3D プリンタで作製した吐出し管の内部通路にはざらつき (3D プリンタでの造形の際、空間や支えが必要な部分にサポート材を使用する

が、サポート材除去後のサポート材と面していた部分の感触を意味する)があるため、
実証試験では吐出し管内におけるはく離開始点に遅れが生じた、またはその両方が要因と考えられるが、この件についてはさらなる議論が必要である。

表 4.6 3D プリンタ情報

| | |
|-------------------------------------|---|
| <i>Maker</i> | Stratasys Inc. |
| <i>Model</i> | Objet24 |
| <i>Work Size</i> | 234(W)×192.6(D)×148.6(H) |
| <i>Laminated Pitch</i> | 0.028 mm (28 μ m) |
| <i>Operation Environment</i> | Temperature 18-25 °C Relative Humidity 30-70 % |
| <i>Material</i> | VeroWhitePlusRGD835 |
| <i>Tensile Stress</i> | 50-65 MPa |
| <i>Flexural Strength</i> | 75-110 MPa |
| <i>Flexural Modulus</i> | 2200-3200 MPa |
| <i>Water Absorption</i> | 1.25-1.4 % |

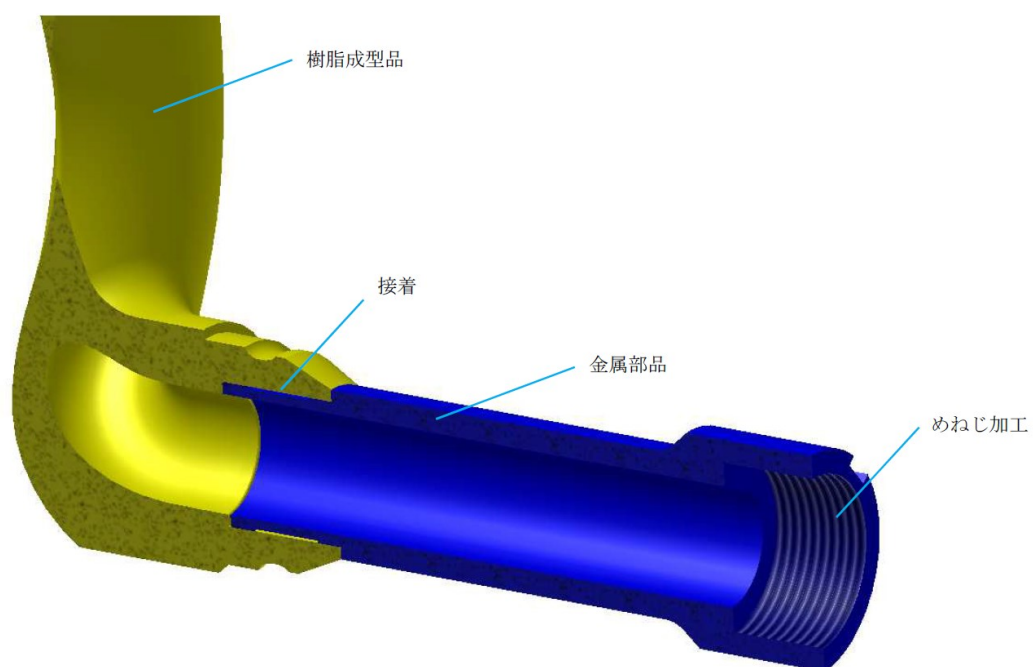
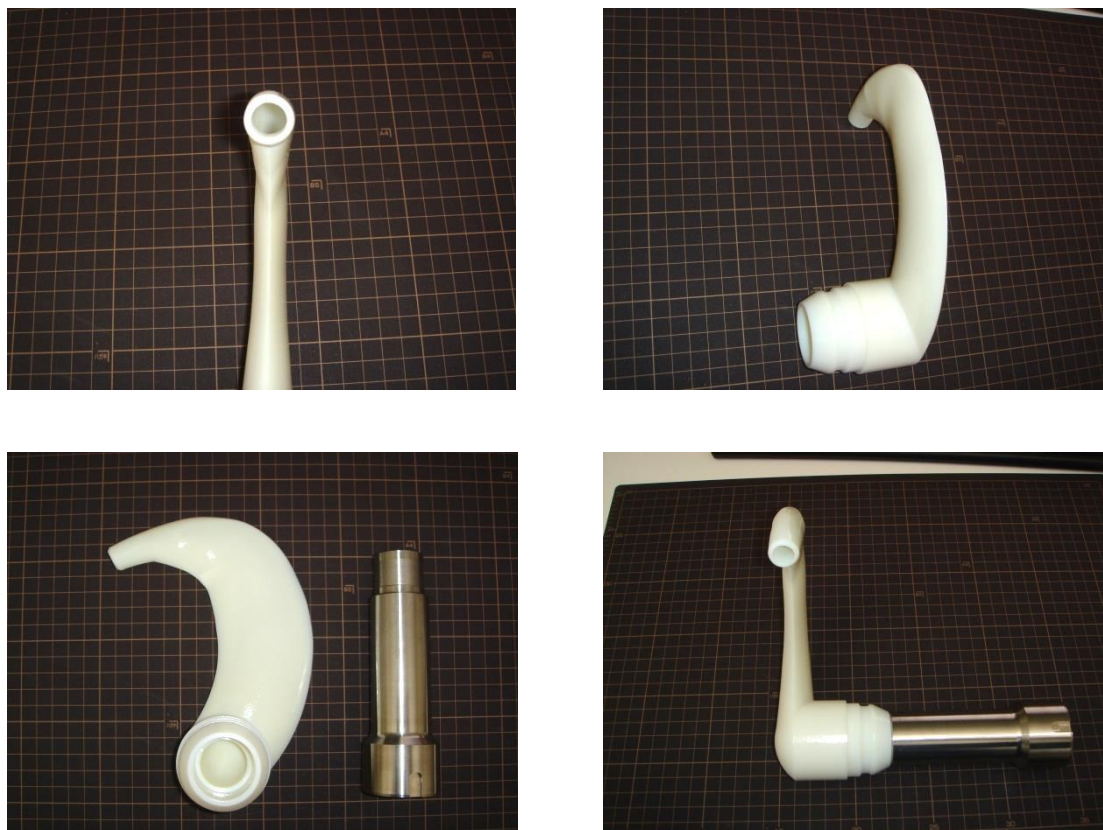


図 4.20 吐出し管 $t/c=0.25$ 型 3D プリンタ造形モデル

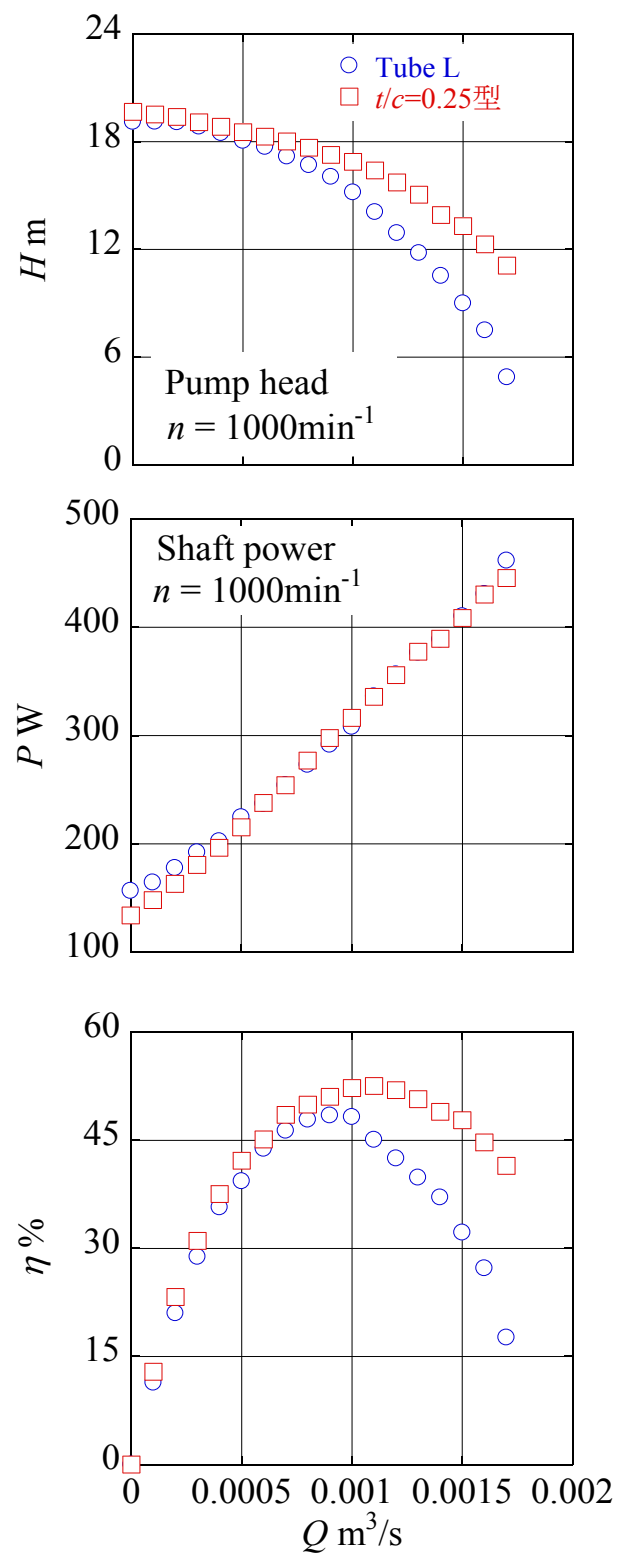


図 4.21 実証試験結果

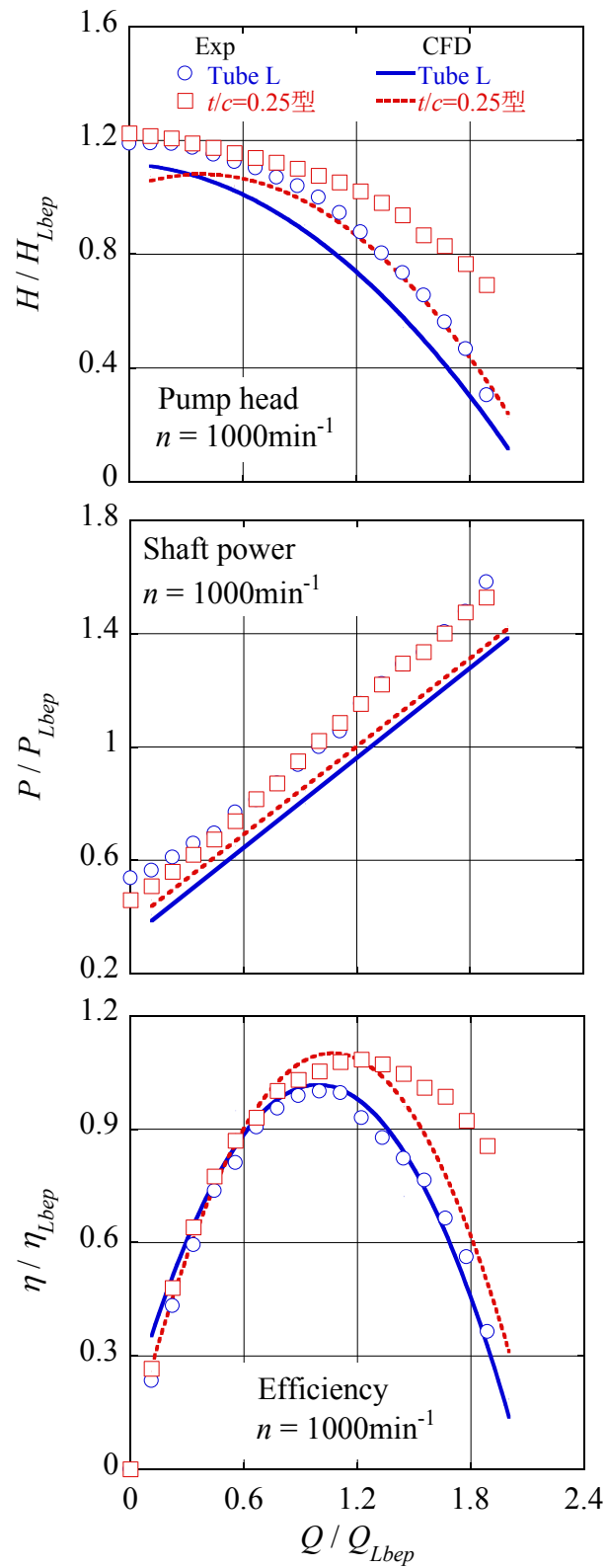
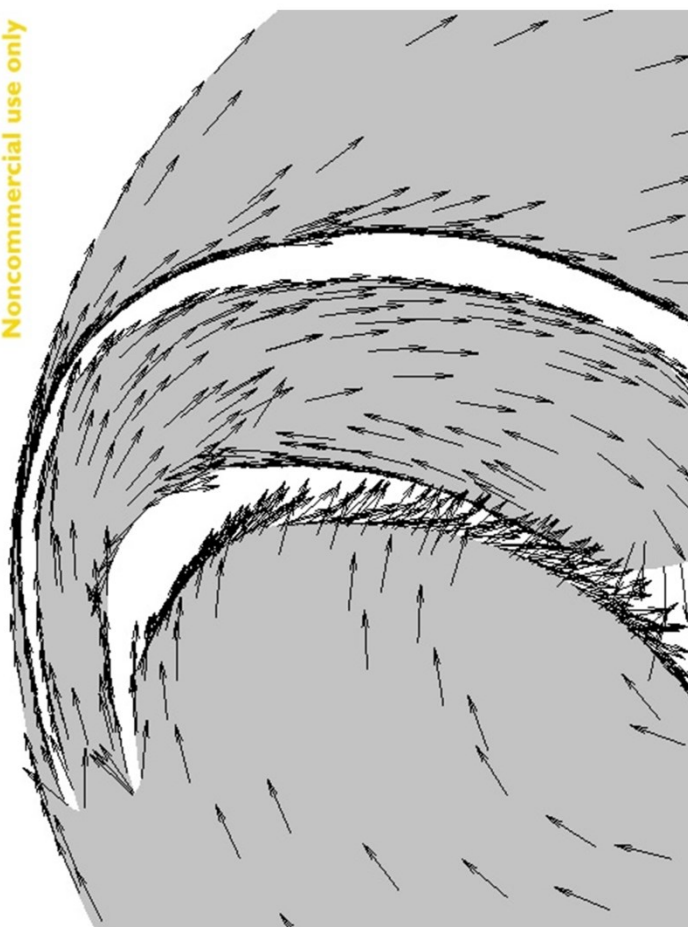


図 4.22 実証試験と数値シミュレーション結果の比較



$Q/Q_{Lbep}=2.0$



$Q/Q_{Lbep}=0.93$

図 4.23 吐出し管内部の流れの様子
吐出し管 $t/c=0.25$ 型

4.5 結言

汎用 CFD コード ANSYS CFX-12.1 を用いて、数値シミュレーション法による吐出し管の好適化を行うために、はじめに、吐出し管の内部流路の最適化を行った。つぎに、その結果を用いて、吐出し管の内部流路形状と外観形状の好適な組合せを導き、最後に、導き出した好適な吐出し管を試作し、実証試験を行った。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 吐出し管の内部流路における水力損失は、曲がり損失や広がり損失に比べ、管摩擦損失の影響が大きい。
- (2) 吐出し管の内部流路の最適形状は、図 4.5 の Model Tube D に近い $l_d=550$ mm 程度のらせん型流路である。
- (3) 吐出し管の外観形状がポンプ性能に与える影響は大きく、ポンプ性能向上のためには、内部流路と外観形状の好適な組合せが存在する。
- (4) 吐出し管の外観形状が太い場合は、流体と吐出し管との間に生じる衝突損失、摩擦損失によって角運動量が増加するため軸動力が大きくなり、ポンプ効率は低下する。
- (5) 吐出し管の外観形状が半径方向に太い部分の周方向速度は、吐出し管の後流の影響によって低下する。
- (6) 吐出し管の外観形状が薄い場合は、ケーシング内の角運動量の低下が小さいため、比較的軸動力が小さく、ポンプ効率が高くなる。
- (7) 汎用 CFD コード ANSYS CFX-12.1 によって、好適な吐出し管形状を予測することは十分可能である。

第5章 結 論

5.1 本研究で得られた結果

5.2 問題点と将来の展望

近年、産業界では、いわゆる団塊の世代と呼ばれるベテラン社員の相次ぐ卒業によって、技能の低下が深刻である。技能とは、触覚や聴覚などの感覚にたよる部分のことであり、容易に数値化することが難しく、個人の感性に影響される属人的なものであると言われる。その一方で、技術とは、習得するまでに個人差はあるもののやり方さえ覚えれば継承することができる領域とされている。それぞれの領域について、海野⁽³⁷⁾は、技能は非言語系、技術は言語系であると定義し、技能と技術は必ずしも独立して存在するものではなく、重複して存在する領域があり、この重複した部分が科学や技術が進歩することによって、技能を技術に置き換えることが可能な領域であると言っている。

本研究で取り扱ったピトー管形ポンプは、試行錯誤によって設計されており、技能領域に依存している部分が多いことは言うまでもない。本研究では、近年、成長著しい科学分野である数値シミュレーション法を最大限に活用して、ピトー管形ポンプの技能の一部を技術として扱えるように取り組んだものである。

以下に、本研究で得られた結果を記し、残された問題点、および将来の展望について述べる。

5.1 本研究で得られた結果

本研究では、はじめに、ピトー管形ポンプの基本的な特性を調べるために、ポンプ性能、ならびにケーシング内の圧力分布や速度分布を実験によって明らかにした。また、汎用 CFD コード ANSYS CFX-12.1 を用いて、実験結果と数値シミュレーション結果を比較し、数値シミュレーション法の利点と問題点について調べた。その結果、以下の成果が得られた。

(1) ピトー管形ポンプの性能特性は、一般的なうず巻ポンプと同様に回転速度と相似則が成り立つ。また、回転ケーシング内の流れは、概ね強制渦運動であり、回転ケ

ケーシング側壁の羽根間流路損失，吐出し管による後流の影響，および吐出し管内流路損失を無視すれば，ピトー管形ポンプの理論揚程は式（1.7）を用いて予測することができることを示した．

(2) 吐出し管後方には後流が存在し，回転速度が速くなるとその存在は顕著になる．また，吐出し管の後流には，遠心力と圧力勾配による力の釣り合いが保てなくなった結果生じる，半径内向きに向う二次流れの存在を示した．

(3) 吐出し管の外観形状が太い場合，ケーシング内の周方向速度が十分に回復できない．すなわち，吐出し管の外観形状がポンプ性能に及ぼす与える影響は大きいことを示した．

(4) 数値シミュレーション法を用いると，ケーシングの回転作用が流体に与える角運動量が実験結果より低く見積られる．そのため，吐出し量に対する軸動力，およびポンプ揚程が実験値より低くなるが，角運動量の欠損が寄与するポンプ揚程と軸動力の吐出し量に対する傾向が同じになるため，ポンプ効率ほぼ一致することを示した．

(5) 数値シミュレーション法に幾分問題が残るものの，数値シミュレーション法を用いたピトー管形ポンプの性能の傾向予測は可能であり，ケーシング内の流れのシミュレーションが良好になれば，ポンプ性能を予測することは可能であることを示した．

また，吐出し管がポンプ性能に及ぼす影響が大きいことから，性能向上が見込まれる好適な吐出し管を導くために，まず，既存吐出し管の内部流路の水力損失を分析し，水力損失が小さくなるような流路モデルを準備した．準備したそれぞれの流路モデルの水力損失を数値シミュレーション法で予測し，最適な流路モデルを明らかにした．つぎに，供試ポンプに組み込むことができ，且つ性能向上が期待される好適な流路に吐出し管の外観を付加したモデルについて，数値シミュレーションを用いてポンプ性能を予測した．その結果，以下の成果が得られた．

(6) 吐出し管の最適な内部流路形状は，ディフューザ効率を用いて表すことがで

き、その形状は、図 4.5 の Model Tube D に近い $l_d=550$ mm 程度のらせん型流路であることを示した。

(7) 吐出し管の外観形状がポンプ性能に及ぼす影響は大きく、内部流路と外観形状の好適な組合せが存在することを示した。

さらに、性能向上が予想される吐出し管内部流路に焦点を当て、(a) 回転ケーシング内の流体と吐出し管によって生じる衝突損失、摩擦損失を小さくでき、角運動量欠損が小さくなるように考案した吐出し管と、(b) ケーシング内の流体エネルギーを高圧のまま取り出すように考案した吐出し管の 2 種類を準備し、それぞれの吐出し管におけるポンプ性能を数値シミュレーション法によって予測した。その結果から、吐出し管の内部流路と外観形状が好適となる組合せを導き、好適と思われる吐出し管の試作モデルを作製し、供試ポンプに組み込んで実証試験を行った。その結果、以下の成果を得た。

(8) 角運動量欠損が小さくなるように考案した吐出し管 (a) のポンプ性能を数値シミュレーション法にて予測した結果、回転ケーシング内における周方向速度の低下を抑制し、且つ角運動量欠損を抑制することができた。実証試験の結果、軸動力の低下に伴いポンプ効率が向上することを示した。

(9) その一方で、流体エネルギーを高圧のまま取り出すように考案した吐出し管におけるポンプ性能を数値シミュレーション法で予測した結果、回転ケーシング内における衝突損失、摩擦損失の影響が大きく作用するため、軸動力が大きくなり、ポンプ効率は低く見積られることを示した。

(10) 性能向上を試みた本研究において、数値シミュレーション法を用いることによってピトー管形ポンプの性能向上を十分に予測できることを示した。

5.2 問題点と将来の展望

ピトー管形ポンプの理論解明と性能向上に関する研究について、残された問題点、および将来への展望を述べる。

数値シミュレーション法を用いて好適な吐出し管を予測し、試作モデルを作製して実証試験をした結果、数値シミュレーションでは、高流量域におけるポンプ効率が著しく低下することを予測したが、実証試験では高流量域でもポンプ効率の大きな低下は確認されなかった。この要因として、著者は、数値シミュレーション法における吐出し管内部流路のはく離の過度な予測の影響、および試作吐出し管の内部流路表面のざらつきによるはく離開始点の遅れを指摘したが、この点についてはさらなる解明が必要である。

また、本研究では、数値シミュレーション法を用いて、ピトー管形ポンプのケーシング内部、および吐出し管の内部流路内の流動状態を予測するために、レイノルズ平均 Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation, RANS) 方程式に基づく乱流モデルである SST モデルを採用し、実験結果と対比した結果、定性的に流れの傾向をつかむことができ、その結果を用いて、吐出し管の好適な形状を導くことに成功したが、その一方で、実験と数値シミュレーションの定量的な一致には至っていない。ピトー管形ポンプの最適設計についてさらに深く議論をするためには、乱流の一部を Navier-Stokes 方程式で直接解くことによって、高精度に乱流を予測することができる空間平均法 (Large Eddy Simulation, LES) や Navier-Stokes 方程式を直接解く直接数値計算法 (Direct Numerical Simulation, DNS) によって、内部流れの理解を深めることが必要である。

本研究では、ピトー管形ポンプの吐出し管に焦点を当てた研究であるが、ポンプ運転中は、回転ケーシングの側壁に設けた羽根間流路によって水力損失、および羽根間流路入口で衝突損失を生じる。また、流体が羽根間流路から回転ケーシング内に流入

する際の流入位置と吐出し管の距離が近ければ、流体と吐出し管が干渉を起こす。ポンプとして最適な設計を目指すためには、回転ケーシングとその側壁に設けられた羽根間流路の形状最適化についても今後解明していく必要がある。

また、現在、ピトー管形ポンプの吐出し管は鋳物で製作されている関係上、材料特性を踏まえると薄肉で且つ、複雑な形状を実現することは困難である。しかしながら、近年、金属を出力できる 3D プリンタ⁽³⁸⁾が実用化されつつあることから、今まで製作できなかったものが出来る時代が目前に迫っている。さらなる科学技術の高度化によって、さまざまな材料に対応した 3D プリンタが誕生し、造形した部品が適正価格で市場投入されれば、技能領域を技術領域へ置換する動きも急速に高まる。ピトー管形ポンプの最適化を探究していくには、内部流れの理論的な解明と同時に、ものづくりに対する豊かな発想力や創造力を養うこと、そして新材料に対する情報を注視していくことも必要不可欠である。

謝 辞

本研究を進めるに当たって終始懇切な御指導，御鞭撻を賜わった，九州工業大学教授 梅景俊彦博士 ならびに 金元敏明博士 に厚く御礼申し上げます。とくに，金元敏明博士 には，様々な問題に直面した際に，多くの御意見を賜り，また，研究者としての心構えについても御助言を賜りました。心から深く御礼申し上げます。

また，本論文をまとめるに際し，御校閲と御検討を賜りました九州工業大学教授 秋山壽一郎博士 ならびに 宮崎康次博士，九州工業大学准教授 平木講儒博士 には，本研究に対して有益な議論と御協力を頂きました。ここに謹んで深く感謝の意を表します。

本研究活動において，九州工業大学ターボ機械研究室 大学院生 相良賢司氏，ターボ機械研究室の卒業生 高木健太修士，山崎啓介修士，難波裕介氏には，実験や数値シミュレーションの御支援やデータ整理等の御協力を頂きました。これらの諸氏に対し深く感謝致します。

また，本研究を遂行する上において，本多機工株式会社 龍造寺健介代表取締役社長 には，研究用の供試ポンプ製作をはじめ，本研究に対する御理解，御支援を頂きました。ここに記して，御礼申し上げます。

さらに，九州工業大学ターボ機械研究室の皆々様方と御一緒に研究する機会に恵まれたことに感謝申し上げます。

最後に，私の研究について理解を示し，協力してくれた妻と子供たちに感謝の意を込めて，御礼申し上げます。

2013 年(平成 25 年) 12 月

古巻圭一

参考文献

- (1) 国連開発計画 (United Nations Development Programme, UNDP) , 人間開発報告書, 2006
- (2) United Nations World Population Prospects the 2012 Revision, 2012
- (3) 東レ株式会社, ロメンブラ® 東レ逆浸透膜, <http://www.toray.jp/index.html/>
- (4) Energy-Efficiency Policy Opportunities for Electric Motor-Driven Systems, International Energy Agency, 2011
- (5) 経済産業省, 総合資源エネルギー調査会省エネルギー基準部会三相誘導電動機判断基準小委員会 (第2回), 2013
- (6) 国連 WFP(World Food Programme), <http://www.wfp.org/>
- (7) 化学工業会, “図解 新エネルギーのすべて 改訂3版”, 丸善出版株式会社, 2011
- (8) I. J. Karassik, W. C. Krutzsch, W. H. Fraser, J. P. Messina, 池口 稔久, 石橋 勉, 河上 栄忠, ポンプハンドブック 地人書館, 1981/08, pp.153-154
- (9) 本多機工株式会社, HONDA ROTO-JET PUMPS, ロトジェットポンプ, 2010
- (10) ターボ機械協会, “ターボ機械 -入門編- 新改訂版”, 日本工業出版, 2005
- (11) Thomas L. Angle, Aleksander S. Roudnev, James G. Shaw, “Tutorial on Special Purpose Pumps - Pitot; Progressing Cavity; Air Operated Diaphragm; And Hydraulically Actuated Diaphragm”, *Proceedings of the 14th International Pump Users Symposium*, 1997
- (12) 棚沢 泰, 宮坂 芳喜, “ピトー・ポンプの研究 (第一報 圧力ポンプの性能)”, 日本機械学会論文集, 15 巻 51 号, 1950, pp.39-43
- (13) 本多機工株式会社, History of HONDA KIKO, 2011
- (14) Thomas L. Angle, James G. Shaw, Steve Cummins, Mike Tunner, “A New Unique High-Pressure Pump System”, *Proceeding of the Twenty-Second International Pump Users*

Symposium, 2005

(15) Walter W. Crichlow, “CENTRIFUGAL PUMP OF THE PITOT TYPE”, *United States Patent (US 3,999,881)*, 1975

(16) 加藤 央, “ピトーポンプ”, 日本国公開特許公報, 特開平 6-241184, 1994

(17) John W. Erickson, “PITOT TUBE FOR PITOT TYPE CENTRIFUGAL PUMPS”, *European Patent (EP0266294A1)*, 1987

(18) John W. Erickson, “PITOT TUBE FOR PITOT PUMP”, *United States Patent (US 3,776,658)*, 1973

(19) 服部 雅威, “ピトー管式ポンプにおけるピトー管の構造”, 日本国公開特許公報, 特開平 9-324785, 1997

(20) 黄 思, 苏 丽 娟, “VERTICAL PITOT ENERGY EFFICIENT PUMP TECHNOLOGY”, *China Patent (CN 201827086 U)*, 2011

(21) Walter W. Crichlow, “CENTRIFUGAL PITOT PUMP WITH MEANS FOR IMPROVING NET POSITIVE SUCTION HEAD”, *United States Patent (US 4,280,790)*, 1981

(22) John W. Erickson, Carter P. Williams, Ralph F. McArthur, “PITOT PUMP WITH SLOTTED INLET PASSAGES IN ROTOR CASE”, *United States Patent (US 3,795,459)*, 1973

(23) 松永 成徳, 宇野 美津夫, 塚本 直史, 塚本 寛, “斜流ポンプに関する研究 (羽根車損失の予測値と実測値の比較)”, 日本機械学会論文集 (B 編), 51 巻 467 号, 1985-7, pp.2382-2389

(24) 後藤 彰, “ターボ機械流れの最適化技術の変遷と将来”, エバラ時報, No.237, 2012-10, pp35-43

(25) 黒川 淳一, 松本 一成, 矢尾 渡, 松井 純, 今村 博, “極低比速度渦巻ポンプの最適形状の探究”, 日本機械学会論文集 (B 編), 66 巻 644 号, 2000-4, pp1132-1139

- (26) ターボ機械協会, “ターボポンプ 新改訂版”, 日本工業出版, 2011
- (27) ANSYS CFX, Version.12.1, ANSYS, Inc.
- (28) William L. King, “CENTRIFUGAL PUMP”, *United States Patent (US 3,384,024)*, 1968
- (29) 管路・ダクトの流体抵抗出版分科会, “管路・ダクトの流体抵抗”, 日本機械学会, 丸善出版, 1979-1, pp.6-7, 26, 56, 72-74, 85-86
- (30) Ito, H. *Trans. ASME*, Ser. D, 82-1, (1960-3), p131
- (31) 高見 敏弘, 須藤 浩三, 角田 勝, “曲り管内脈動流に関する研究 (第 1 報, 数値解析と近似解析)”, 日本機械学会論文集 (B 編), 50 巻 452 号, 1984-4, pp.926-934
- (32) 高見 敏弘, 須藤 浩三, 角田 勝, “曲り管内脈動流に関する研究 (第 2 報, 実験)”, 日本機械学会論文集 (B 編), 50 巻 452 号, 1984-4, pp.935-942
- (33) 伊藤 英覚, “曲り管内の流れ”, 日本機械学会論文集 (B 編), 50 巻 458 号, 1984-10, pp.2267-2274
- (34) 青木 修一, “二次元ディフューザ流れの数値解析”, 船舶技術研究所報告, 第 26 巻第 3 号, 1989-5, pp.1-23
- (35) 黒河 道広, 木村 彰男, 柳 浩敏, 森西 晃嗣, 里深 信行, “擬圧縮性法による二次元ディフューザの乱流解析”, 日本機械学会論文集 (B 編), 61 巻 585 号, 1995-5, pp.1701-1706
- (36) Objet 24, Personal 3D Printer, Stratasys Ltd.
- (37) 海野 邦昭, “技術・技能の統合とその評価に関する考察”, 職業能力開発大学校 研修研究センター 職業能力開発研究, 第 13 巻, 1995
- (38) 経済産業省, “経済産業ジャーナル 2013 年 8 月 9 月号”, 2013-9, p.5

付 録

A 数値シミュレーション法

A.1 計算方法

A.1.1 基礎方程式

デカルト座標系における单相のニュートン流体流れでは、質量保存則である連続の式、および運動方程式は以下のようになる。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (\text{A.1})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_{u_i} \quad (\text{A.2})$$

ここで、 u_j は各座標軸方向の瞬時速度ベクトル成分を表している。 P は静圧、 ρ は流体の密度、 τ_{ij} は粘性応力テンソル、 S_{u_i} は体積力である。 τ_{ij} は以下のように示される。

$$\tau_{ij} = -\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (\text{A.3})$$

ここで、 μ は流体の粘性係数である。

連続の式 (A.1) において、非圧縮流れに対して左辺第 1 項が 0 となり、

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (\text{A.4})$$

となる。

回転系を考える場合には、コリオリ力と遠心力の考慮が必要である。この場合、

$$S_{u_i} = -2\rho \overset{u}{\Omega} \times \overset{u}{U} - \rho \overset{u}{\Omega} \times \left(\overset{u}{\Omega} \times \overset{l}{r} \right) \quad (\text{A.5})$$

となる。 \times はベクトルの外積、 $\overset{u}{\Omega}$ は羽根車角速度である。

また、運動方程式 (A.2) において、密度 ρ 、粘性係数 μ を一定とした方程式は Navier-Stokes 方程式 (以下 NS 方程式とする) として知られている。これは、19 世紀

前半に導かれた偏微分方程式である．また CFD において NS 方程式を完璧に解ききることは，現時点では不可能なことであり，必ず物理的な考察とモデルが必要である．NS 方程式は非線型方程式であるため，離散化した方程式の係数にも未知数を含むことになり，収束させるためには反復法の利用も必要になってくる．CFD ではこれらの条件を組み込んだ連立代数方程式を解くことになる．

A.1.2 時間平均

レイノルズ数が大きくなると，流れは層流から乱流に遷移し，複雑な挙動をする．数値解析で直接求めることができるのは低レイノルズ数のチャンネル流れのような単純なものに限られている．乱流場を直接解こうとすると，格子を細分化しなければならなくなり，現在のコンピュータにおけるメモリや計算時間を考慮すれば乱流の直接計算は不可能である．

よって，通常乱流場において，式 (A.1)，(A.2) に対して時間平均を行い，乱流モデルを用いる．各項に含まれるスカラ量は図 A.1 に示すように，時間的に観た平均部分と変動部分に分解することができる．これをレイノルズ平均と呼び，式 (A.6) に示す．

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (\text{A.6})$$

ここで， $\bar{\phi}$ は次のように表される．

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi dt \quad (\text{A.7})$$

また， Δt は乱流の変動スケールに対して十分大きいものとする．時間平均することにより，式 (A.1) および式 (A.2) は次のように書き直すことができる．

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j) = 0 \quad (\text{A.8})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{U}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_i \bar{U}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \rho \overline{u_i'' u_j''}) + \overline{S_{u_i}} \quad (\text{A.9})$$

$$\overline{\tau_{ij}} = -\mu \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{A.10})$$

ここで, $-\rho \overline{u_i'' u_j''}$ をレイノルズ平均応力と呼び, 乱流によって発生した応力である.
以後, 簡単化のために $u'' = u$ として表記する.

レイノルズ応力の輸送方程式は高次の相関項が現れ, 方程式系が完結しない. 乱流モデルはこの方程式系を閉じるために利用される. 粘性による応力が速度の歪みに比例することを利用して, レイノルズ応力を平均速度の歪み量に比例すると仮定する.

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (\text{A.11})$$

比例定数 μ_t は乱流粘性係数, k は乱流エネルギーであり, 次のように表される.

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u_1^2} + \overline{u_2^2} + \overline{u_3^2}) \quad (\text{A.12})$$

と定義される.

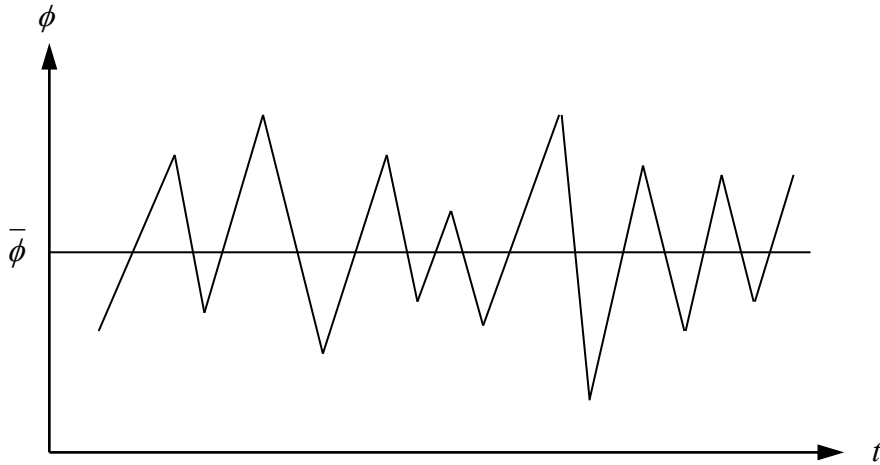


図 A.1 乱流現象におけるスカラ量の平均成分と乱れ成分

A.1.3 離散化

NS 方程式などの微分方程式を離散化する手法として、差分法、有限体積法、有限要素法の3種類が主なものとして挙げられる。コンピュータは微分方程式を解析的に解くことはできないため、解くべき領域に配置された有限個の格子点上において、未知数に関する代表方程式や関係式をつくることが要求される。これを離散化という。これらの式をもとに連立方程式を解いたり、あるいは単純な四則演算により未知数を求めたりすることになる。そして CFX-12.1 が基づくものは有限体積法である。

A.1.4 有限体積法

有限体積法 (Finite Volume Method) は運動量や質量保存則を満たしやすいよう、積分で基礎方程式を離散化する手法である。有限体積法では積分してから離散化を行うため、常にその微小領域内の運動量等の出入りを考えており、保存則を確実に満たす離散式を得ることができる。

乱流を考慮した流れ場において、以下の質量保存則、および運動方程式は次のように変形したものが、有限体積法である。

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_v \rho dv \right) + \int_s \rho u_i u_j dn_j = 0 \quad (\text{A.13})$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_v \rho u_i dv \right) + \int_s \rho u_i u_j dn_j \\ = - \int_s P dn_i + \int_s \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_v S_{u_i} dv \end{aligned} \quad (\text{A.14})$$

A.2 乱流モデル

ここでは、本研究で用いた SST (Shear Stress Transport) モデルの他に k - ε モデル、および k - ω モデルの 3 つの乱流モデルについて説明する。

A.2.1 k - ε モデル

最も有名な乱流モデルの 1 つであり、ほとんどの汎用の CFD コードで実行されていて業界基準モデルと考えられている。 k は単位質量当たりの乱流運動エネルギーで、 ε は均質乱流の場合の乱流エネルギーの散逸率である。乱流エネルギー k より特性速度を、散逸率を利用して間接的に特性長さを求めるモデルである。逆圧力勾配の場合には精度が低下するという特徴がある。

乱流粘性係数は次のように計算される。

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (\text{A. 15})$$

ここで、散逸率は以下のように定義される。

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)^2} \quad (\text{A. 16})$$

乱流エネルギー k は輸送方程式、

$$\rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad (\text{A. 17})$$

により与えられ、 k の散逸率は輸送方程式

$$\rho U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_{eff} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{A. 18})$$

により与えられる。

実行粘性 μ_{eff} は層流の時の分子運動による粘性係数と乱流粘性係数の和で表される。

$$\mu_{eff} = \mu_\tau + \mu \quad (\text{A. 19})$$

また、生成項 P_k は次のように表される.

$$P_k = -\rho \bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (\text{A.20})$$

定数の値としては、格子乱流やチャンネル乱流などの基礎データをもとに推奨されている下記の値を用いる.

$$C_1 = 1.44, \quad C_2 = 1.92, \quad C_m = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (\text{A.21})$$

また、 k - ε 乱流モデルを考慮した場合、質量保存則および運動方程式は以下のようになる.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (\text{A.22})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ m \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right\} + S_{u_i} \quad (\text{A.23})$$

A.2.2 k - ω モデル

ω は乱流の渦度、あるいは乱流の時間スケールの逆数であり、壁近くまでの計算では、 k - ω モデルより頑丈である。 k - ω モデルの方が k - ε モデルより密度勾配に依存しない。最大の特徴は粘性底層で減衰関数を必要としないこと、および境界条件がディリクトリ条件で与えられることである。この結果、計算が安定する。 ω の壁での挙動は ε と比較してよりよく解明されているが、漸近的に壁に近づくと不整合な値をもつ。境界層問題で圧力勾配が大きくなっても解の精度は悪くならない。しかし、自由せん断層の場合、測定値より大きな広がり率を示す。また、 k - ω 法では、自由流中での ω がかなり依存する。 k - ε モデルと k - ω モデルの問題点は同じモデル定数と境界条件で自由せん断流と壁乱流の両方を解くことができないことである。

乱流エネルギー k は輸送方程式,

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} \quad (\text{A.24})$$

により与えられ、 ω の輸送方程式は,

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta^* \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial t} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right\} \quad (\text{A. 25})$$

モデルの定数は次の通りである．

$$\beta^* = 0.09, \quad \alpha = \frac{5}{9}, \quad \beta = \frac{3}{40}, \quad \sigma_k = 2, \quad \sigma_\omega = 2 \quad (\text{A. 26})$$

A.2.3 SST モデル

壁近傍では k - ω モデル，壁面から離れた領域では k - ε モデルを自動的に使い分け，なおかつ k - ω モデル， k - ε モデルでは共に考えていなかったせん断応力の移動も考慮することで，計算コストを犠牲にすることなく，はく離領域の予測精度を向上させたものが SST モデルである．

SST 乱流モデルは滑らかな表面上で発生するはく離流れの予測に優れたモデルである．ここでは乱流レイノルズ応力の輸送方程式を解き， k - ω モデルを基にし，部分的に k - ε モデルを混合した SST モデルについて説明する．

渦粘性式における制限によって，乱流場における適切な輸送方程式を表すことができる．渦動粘度 ν_t は次の式で表される．

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (\text{A. 27})$$

また，渦動粘度 ν_t は，

$$\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho} \quad (\text{A. 28})$$

である．

係数 F_1 および F_2 は k - ω モデルと k - ε モデルの混合する機能を持ち，壁面境界層の制限を行っている．係数 F_1 については以下のように与える．

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (\text{A. 29})$$

式 (A.29) に用いている \arg_1 は以下のように与える．

$$\arg_1 = \min \left\{ \max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right\} \quad (\text{A. 30})$$

y はその位置から最も近い壁面までの距離を表しており、 ν は動粘度を表している。
式 (A.30) に用いられている $CD_{k\omega}$ は以下のように表される。

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega, 1.0 \times 10^{-10}\right) \quad (\text{A.31})$$

係数 F_2 を以下に示す。

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (\text{A.32})$$

式 (A.32) に用いた \arg_2 は以下のように示される。

$$\arg_2 = \max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500n}{y^2 \omega}\right) \quad (\text{A.33})$$

SST モデルを用いて乱流解析を行う際は必ず Wall Scale の計算を行っている。その理由としては、SST モデルが k - ϵ モデル、および k - ω モデルの混合から成り立っており、その混合の割合を決定する際に最も近い節までの距離の値を要求するためである。

Wall Scale は壁までの距離 (Wall Distance) を求めるためには、以下の公式で解くことができる。

$$\nabla^2 \phi = -1 \quad (\text{A.34})$$

ϕ は Wall Scale の値である。壁までの距離 (Wall Distance) は以下のように ϕ の値から計算することができる。

$$\text{Wall Distance} = \sqrt{(|\nabla \phi|^2 + 2\phi) - |\nabla \phi|} \quad (\text{A.35})$$

B 3 孔ピトー管がポンプ性能に与える影響

図 B.1 は、回転ケーシング内の流速分布を計測するために用いた 3 孔ピトー管（ここでは治具と呼ぶ）の有無によるポンプ性能特性の実験結果を比較したものである。供試吐出し管として Tube L を用いている。図中の r は図 2.13 の治具の高さを示し、 r_t はケーシング最大半径を示す。図 B.1 を見ると、 $r/r_t=0.41$ および 0.61 の場合、治具なしの性能特性とよく一致している。一方、 $r/r_t=0.88$ では計測範囲全域で軸動力が上昇するため、ポンプ効率が低下している。これは、 $r/r_t=0.88$ では治具が流れに対して抵抗となったことにより、角運動量が低下したのが要因と考えられる。しかしながら、ポンプ揚程はどの治具高さにおいても全く同じである。この実験結果より、吐出し管取水口付近の全圧および流速は、治具の影響を受けないことが明らかである。また、 $r/r_t=0.88$ の治具高さは、図 B.2 に示すように吐出し管取水口と同半径位置であることから、治具先端の受圧孔位置における流動状態は、治具の影響を受けないと考えられる。すなわち、第 2 章の 2.4 節の実験の妥当性を確認したことになる。

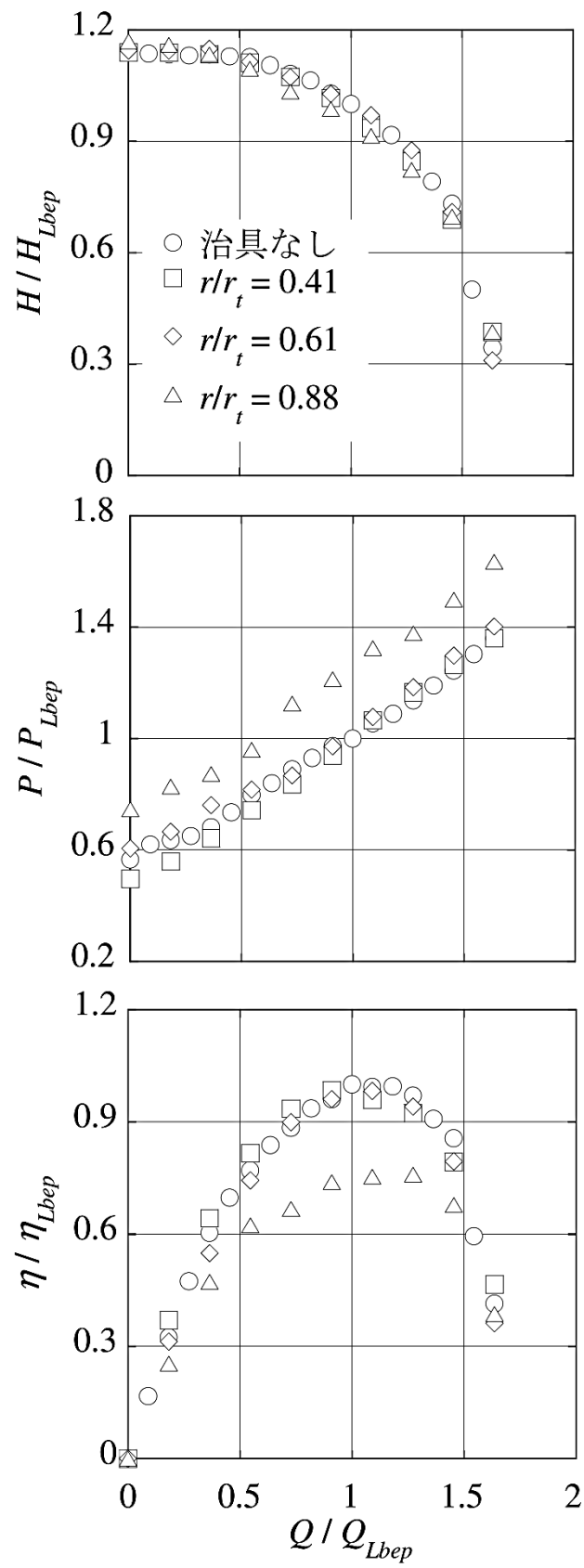


図 B.1 3 孔ピトー管がポンプ性能に及ぼす影響 (Tube L)

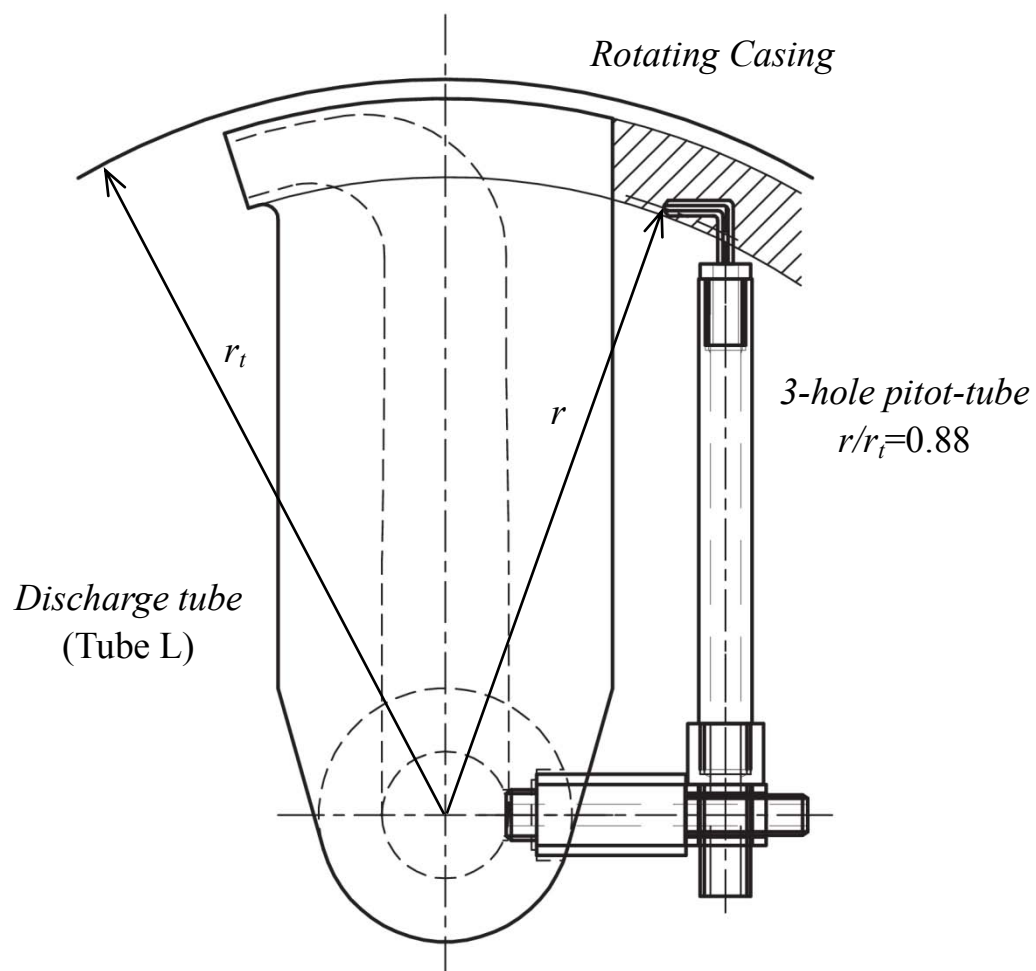


図 B.2 3 孔ピトー管取付図 (Tube L, $r/r_t=0.88$)

C 定常計算と非定常計算

図 C.1 は、吐出し管 Tube L を搭載したポンプシミュレーションモデルについて、定常状態と非定常状態の計算結果を比較したものである。計算格子は、第 3 章 3.2 節と同じである。図から明らかであるように、定常・非定常共にシミュレーション結果に差異は生じない。これは、一般的なターボ機械の内部流れは、羽根車による回転エネルギーを圧力エネルギーに変換する性質上、非定常流れとなるが、ピトー管形ポンプの場合、回転ケーシング内で昇圧された流体エネルギーが、連続的に吐出し管に流入するため、流れの非定常性がないためと考えられる。また、定常・非定常のシミュレーション結果を実験結果と比較すると、揚程および軸動力共に等間隔で差異が生じていることは、第 3 章 3.3 節で示した通り、数値シミュレーションでは角運動量が低く見積られるためである。この点について幾分問題が残るものの、数値シミュレーション法にて傾向はとらえることができると考える。本研究では、計算時間の短縮のため、全ての数値シミュレーションを定常状態で行った。

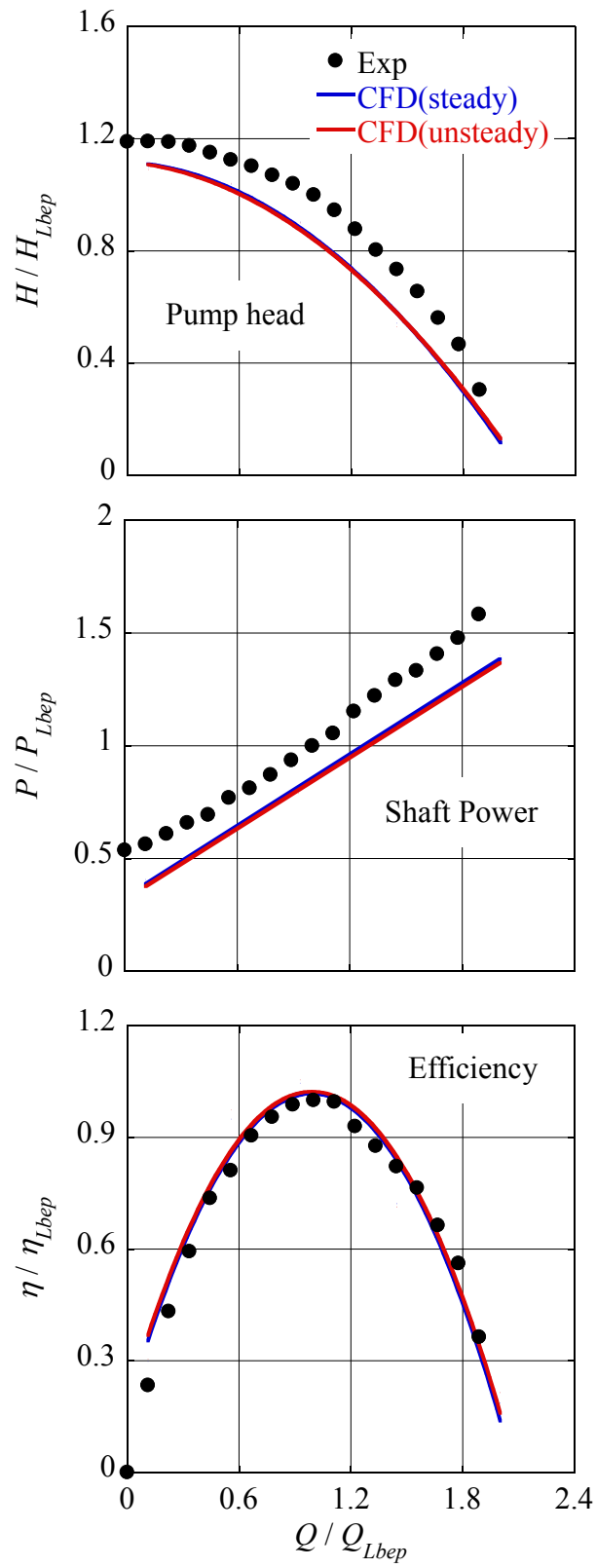


図 C.1 定常流れと非定常流れの CFD 結果の比較 (Tube L)

D. 吐出し管断面形状がポンプ性能に及ぼす影響

既存の吐出し管断面形状は、従前より流線形断面が用いられてきたが、ここでは、翼型断面の場合におけるポンプ性能を数値シミュレーション法で調査した。4.3.2 項の $t/c=0.25$ 型吐出し管の性能との比較結果を図 D.1 に示す。図 D.2 に翼型吐出し管モデルを示す。翼型吐出し管の外観形状は、翼型 NACA0025（対称翼）とし、内部流路は 4.3.2 項の $t/c=0.25$ 型と同じにしてある。数値シミュレーションの境界条件、および計算格子は、第 3 章 3.2 節と同じように設定した。図 D.1 より、翼型 NACA0025 のポンプ揚程は $t/c=0.25$ 型とほぼ同じであるが、軸動力が高くなっている。これは、翼型 NACA0025 は前縁が太いため、ケーシング内における流体との衝突損失が大きくなったことによって、角運動量が増加したことが考えられる。高流量側においては、どちらの吐出し管もポンプ効率が著しく低下しているが、これは、4.4 節の図 4.23 に示しているように、吐出し管の曲がり流路内におけるはく離の影響によるものであると考えられる。

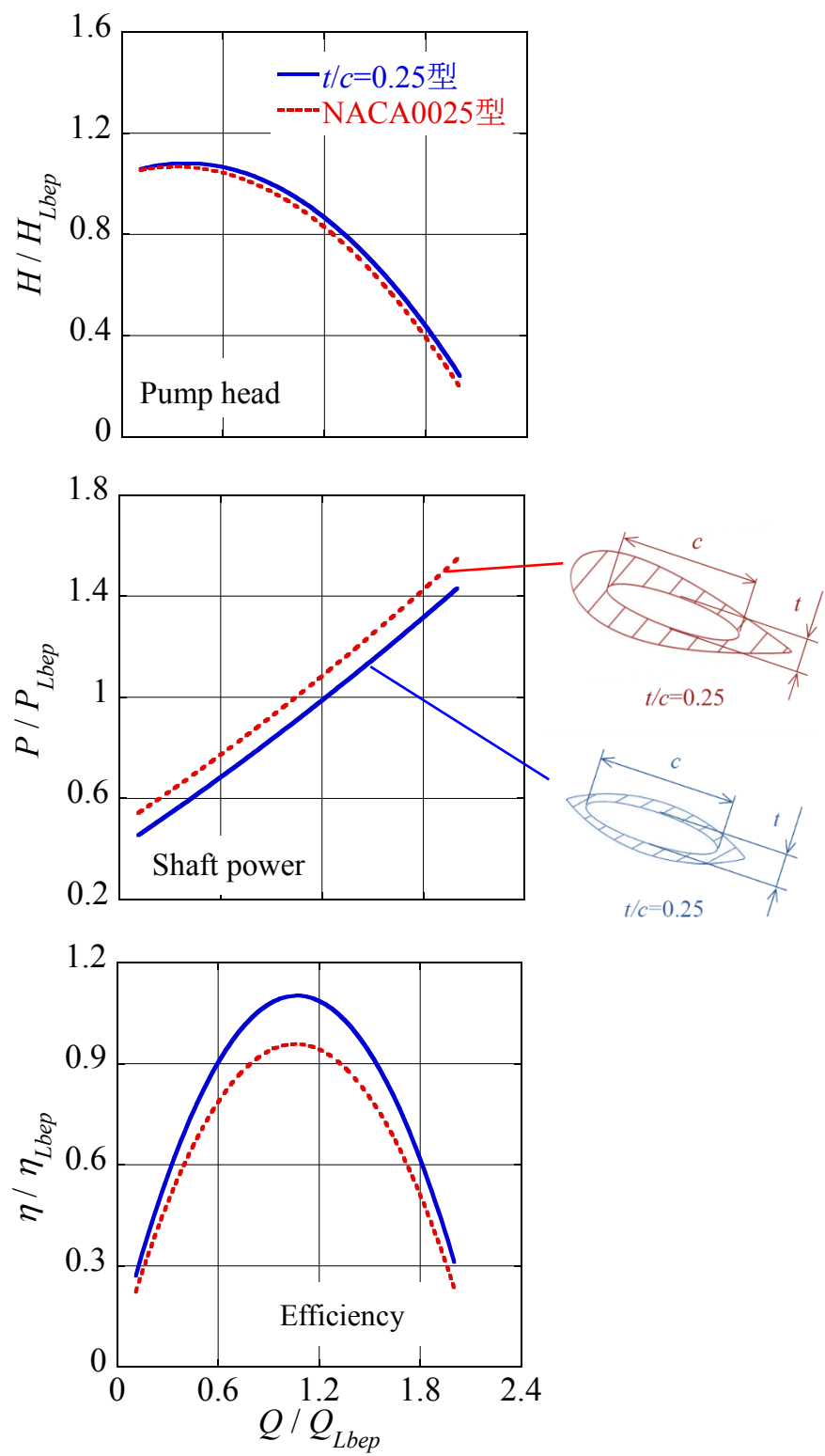
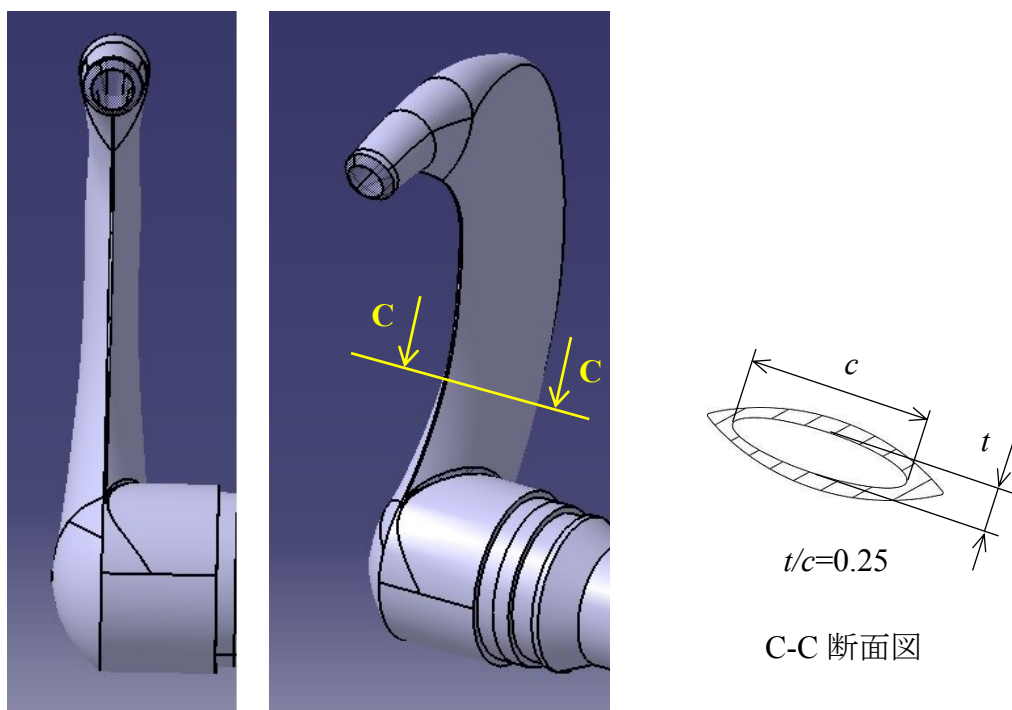
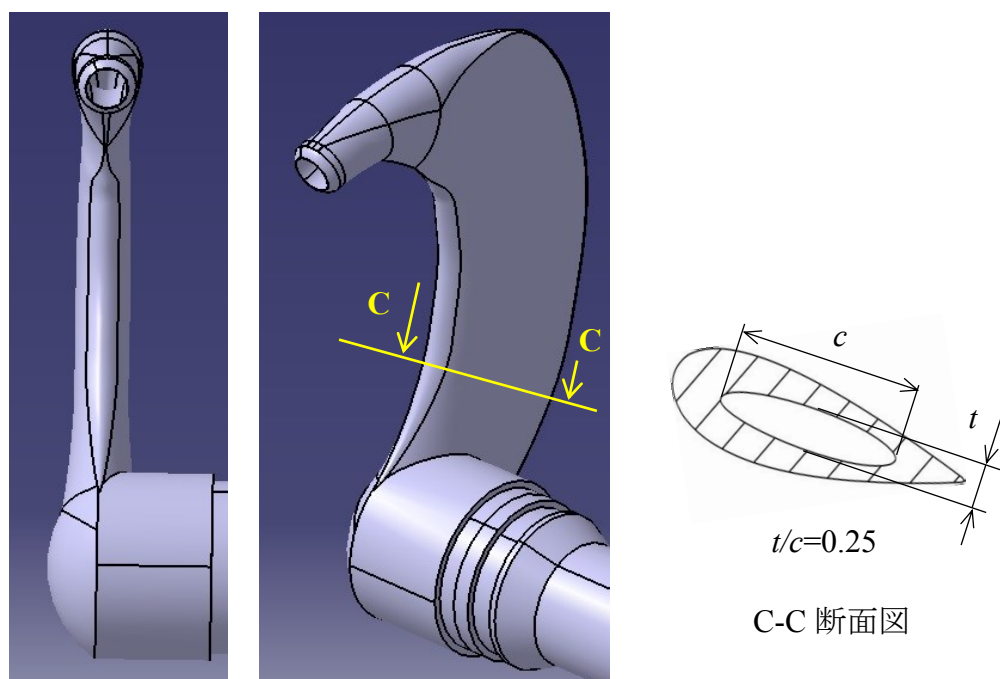


図 D.1 $t/c=0.25$ 型と NACA0025 型の性能比較



(a) $t/c=0.25$ 型



(b) NACA0025 型

図 D.2 $t/c=0.25$ 型と NACA0025 型の吐出し管形状